航空发动机设计手册

第10册

涡　　轮

《航空发动机设计手册》总编委会　编

航空工业出版社

2001



内 容 提 要

《航空发动机设计手册》共计19册，包括涡喷及涡扇发动机总体、涡桨及涡轴发动机总体、进排气装置、风扇及压气机、主燃烧室、涡轮、加力燃烧室、附件传动及润滑系统、减速器、辅助动力装置及起动机、控制及燃油系统、空气系统及传热分析、强度、振动、转子动力学、计算机辅助设计、可靠性及维修性、通用基础、标准及工程制图等，基本覆盖了航空发动机设计技术的各个方面。它是我国第一套较完整、较全面的航空发动机设计用工具书，是我国40多年航空发动机研究、设计经验的总结，是广大从事航空发动机研究、设计人员的集体智慧结晶。

本书为这套手册的第10册，共计13章，主要包括如下内容：第1章涡轮概述；第2章涡轮气动方案设计；第3章涡轮的气动设计；第4章叶身成型；第5章叶栅性能分析及计算；第6章涡轮特性估算；第7章非设计状态的涡轮气动计算；第8章涡轮结构设计；第9章叶片设计；第10章涡轮转子结构设计；第11章涡轮静子结构设计；第12章涡轮主流道封严结构设计；第13章涡轮性能试验。

本书作为工具书，实用性强，可供航空、航天、民航、空军、海航、陆航以及通用机电行业从事动力装置研制、设计、生产、使用、管理等工程技术人员参考。

图书在版编目（CIP）数据

航空发动机设计手册．第10册，涡轮/《航空发动机设计手册》总编委会编；黄庆南分册主编．—北京：航空工业出版社，2001.10（2007.12重印）
ISBN 978-7-80134-902-6

Ⅰ．航… Ⅱ．①航…②黄… Ⅲ．①航空发动机—设计—技术手册②航空发动机—涡轮—技术手册 Ⅳ．V23-62

中国版本图书馆CIP数据核字（2001）第064632号

责任编辑：王海源　技术编辑：郑永成　封面设计：霍振源

航空工业出版社出版发行
（北京市安定门外小关东里14号　100029）
北京地质印刷厂印刷　　秘密
2001年9月第1版　　2007年12月第2次印刷
开本：787×1092　1/16　　印张：21　　字数：537.6千字
印数：801—1000　　定价：100.00元

序

以航空燃气涡轮发动机为动力的飞机自1939年首飞以来已有了近60年的历史。在这半个多世纪中,已显示出航空燃气涡轮发动机对军事和国民经济建设具有极端的重要性,历来受到主要工业国家的高度重视,其技术发展相当迅速。现在国外使用中较多的是第三代战斗机用的燃气涡轮发动机,其技术已经相当完善了。但是,航空燃气涡轮发动机技术的发展余地,包括性能、安全性、可靠性、耐久性、维修性、适用性、环保以及降低生产、使用费用等方面的潜力仍非常巨大,发展前景异常广阔。用于具有超声速巡航、隐身、高敏捷性为主要特征的第四代战斗机的推重比为10的发动机,即将在2004年投入使用。比第四代战斗机用的发动机能力倍增的美国"综合高性能涡轮发动机技术计划"(IHPTET),将于2003年完成,到那时,整个航空技术将有一次新的飞跃,然而,那也还不是航空燃气涡轮发动机技术的"最后边疆",比IHPTET计划更下一代的技术——"先进概念"发动机计划正在酝酿中。

军用航空燃气涡轮发动机技术的发展,为民用航空燃气涡轮发动机的发展提供了重要的技术基础。民用航空发动机,特别是涡扇发动机的发展,使跨洋直航成为可能。由于民航市场的竞争非常激烈,民用发动机的改进、改型甚至更为频繁。近年来,由于军机市场相对缩小,而民航发动机订货逐年上升,民用航空发动机已在航空发动机产业中占据主导地位。最近,美国NASA又提出了今后10至20年民航发动机的发展目标,要使安全性、可靠性、环保和价格方面有大幅度的改善,民航发动机技术相应地也必然会有巨大的发展。

涡轮发动机在高超声速推进技术中的应用,虽然比原来设想的进度大大推后了,但用于高超声速推进的吸气式发动机,某种形式的组合循环发动机总是要实现的。

航空燃气涡轮发动机技术也正在非航空领域获得广泛应用,已推动了地面燃气轮机的发展。目前,燃气轮机已成为先进水面舰船的主要动力,以燃气轮机为主要动力的主战坦克也在"沙漠风暴"中经受了

实战考验。至于燃气轮机在工业上的应用，除广泛用于机械传动外，在电力工业中早已从以调峰发电为主发展为以基本负荷发电为主。美国现在每年新增的和更新的发电设备中，60%为燃气轮机系统。预计今后10年中全球新增的发电设备中，36%将为燃气轮机系统。不言而喻，当新一代航空燃气涡轮发动机技术诞生之后，对非航空方面的影响将会更加巨大。这是主要工业发达国家特别重视航空发动机技术发展的主要原因之一。

我国航空燃气涡轮发动机工业创建于1951年。从修理开始，第一台国产的涡轮喷气发动机于1956年试制成功。此后共生产了50000余台航空发动机，装备了我国的空、海军和民航，并出口到了许多国家。我国的第一个航空发动机设计机构成立于1956年。第一台自行设计的航空发动机——"喷发-1A"于1958年7月装在"歼教1"飞机上首飞上天。在此后的40多年中，我国在航空发动机自行研制方面克服重重困难，艰苦奋战，取得了不小的成绩。不少改进、改型的型号投入了使用，对国防建设发挥了良好的作用；几种自行研制的型号获得了良好进展，离投入使用已经为期不远；航空发动机的预研也已取得了丰硕的成果；科研设备的建设有了一定的基础，建成了包括高空模拟试车台在内的初步配套的试验设施。

在40多年的生产、科研实践中，特别是在攻克无数技术难关的过程中，我们的研究、设计队伍得到了锻炼，逐步成长起来了。我们积累了较丰富的经验，各设计研究单位也都有了自己的一套工作程序，有了专业基本配套的理论体系和工作方法。诚然，由于我们过去的实践范围还不是很广，技术水平还不高，与航空先进国家相比，经验还不是很完整，工作方法、设计计算手段还不是很先进，还有很大差距。但是，首先，我们积累的经验和方法是在我们国家的社会、经济条件下的实践中产生的，是有中国特色的，是别的任何国家的经验所代替不了的。其次，别国的经验和方法，虽然我们要积极地去学习、消化和借鉴，但是，我们能看到的国外的东西只是比较一般性的，核心的、关键的内容我们看不到，因此，我们自己的经验和方法就显得非常宝贵。

由于历史的原因，我们的技术队伍在年龄方面有一个很大的断层。我国航空发动机研究设计队伍当前的骨干力量是60年代毕业的技术人员，他们大多数已到了或即将到退休年龄。他们积累的经验和方法，除了一些单篇的技术总结、报告外，有相当一部分还保存在他们的笔记

本上和脑子里。把这些经验与方法汇总和整理出来,使之成为比较系统的工具书,将是一笔宝贵的财富。由中国航空工业总公司决策,发动机局主持开展的《航空发动机设计手册》的编撰工作,意义重大,也是非常必要和及时的。中国航空工业总公司在航空动[1994]192号文件中指出:“《航空发动机设计手册》的编写出版将是我国航空发动机行业四十余年来航空发动机设计技术领域的技术总结。它对于振兴航空发动机行业,做好承上启下,把我国航空发动机技术水平推向一个新高度,具有重要意义。”

《航空发动机设计手册》是一套供工程技术人员在航空发动机设计和研究工作中参考和查阅的工具书,它既不同于以理论阐述和推导为主的教科书,也不同于一般的设计规范。

在本手册的编写过程中,我们力求具有实用性、先进性、科学性、通用性、系统性和完整性。当然,要真正满足这些要求是相当困难的。编、撰、校、审过程中虽然对此进行了认真的探索,但结果仍难以令人满意。

本手册涉及的发动机类型为涡扇、涡喷、涡轴和涡桨发动机,不涉及活塞式、冲压式和一次性使用的发动机。技术内容集中在设计方面及设计需要的有关材料和工艺问题。试验研究是发动机及其部件研究、设计工作的重要组成部分,但为了节省篇幅,本手册中只涉及试验任务书的编制和试验件的设计。

本手册共分19册,分别由中国航空工业总公司沈阳航空发动机研究所、株洲航空动力机械研究所、燃气涡轮研究院、中国航空综合技术研究所、无锡航空发动机研究所和北京航空航天大学为主编单位,并由主编单位推荐的专业人员担任主编。参加撰、校、审稿的人员400余人,来自发动机行业内外的27个单位。

当前,我国航空发动机技术研究和产品开发方面的形势是比较好的,在型号研制和预研方面都有较好的进展。但是,与国外相比,我们在军、民用航空发动机技术水平方面的差距还相当大,远远不能满足我国国防建设和民航发展的需要。考虑到国外下一代发动机即将投入使用,IHPTET技术水平的发动机将陆续出现,更下一代的技术又在酝酿中,我们面临着在航空发动机技术方面的差距更加拉大的危险,今后的形势将更为严峻。对于今后的发展,虽然我们不应提一些不切实际的目标,但我们毕竟是个大国,是个社会主义的大国,没有自己的航空

工业不行，没有自己的航空发动机工业也不行。对于未来，我们是充满信心的。在"科教兴国"的方针指引下，随着国家经济实力的增强，相信今后国家必然会有条件以更多的财力投入到航空发动机这个高投入、高风险、高附加值的高技术行业上来。此外，在改革开放的大好形势下，我们已经有了一个较好的国际合作环境，也有条件更好地引进和借鉴国外的先进技术。通过全行业职工的坚持不懈的奋斗，我们一定会在世界航空发动机领域占有一席之地。《航空发动机设计手册》的出版，必将在这一奋斗过程中做出应有的贡献。

由于我们的经验和水平有限，可供参考的国外资料也很少，又是初次编写，在内容和文字各方面的问题和错漏在所难免，敬请读者批评指正，以便在再版时进一步修订和补充。

《航空发动机设计手册》总编委会

1998年4月

《航空发动机设计手册》

总编委会及办公室组成人员

《航空发动机设计手册》各册名称

第 1 册　通用基础
第 2 册　工程制图及标准
第 3 册　可靠性及维修性
第 4 册　计算机辅助设计
第 5 册　涡喷及涡扇发动机总体
第 6 册　涡桨及涡轴发动机总体
第 7 册　进排气装置
第 8 册　压气机
第 9 册　主燃烧室
第10册　涡轮
第11册　加力燃烧室
第12册　传动及润滑系统
第13册　减速器
第14册　辅助动力装置及起动机
第15册　控制及燃油系统
第16册　空气系统及传热分析
第17册　载荷及机匣承力件强度分析
第18册　叶片轮盘及主轴强度分析
第19册　转子动力学及整机振动

#《航空发动机设计手册》第 10 册

涡　　轮

编委会及审委组成人员

前　　言

航空发动机燃气涡轮的研制工作，是一项涉及专业面广、综合性强、技术发展快、难度大的工程任务。作为发动机的主要部件，涡轮设计工作是研制过程中的一个重要环节。随着国内、外发动机设计技术的发展以及30年来自行设计研制的经验积累，到目前为止已形成了一套较为完整和系统的设计方法，用这些方法先后设计了多个型号的涡轮。实践证明，这套方法是可行的。编制本手册的目的，是为航空涡轮专业提供一套工程实用的设计方法。它将有助于涡轮设计规范化，有利于设计的继承、接替和发展，便于控制和提高设计质量。本手册适合于航空涡轮设计人员参考使用，其中有些内容也可供地面燃气轮机涡轮设计参考。航空发动机的不断发展必将对涡轮设计提出更高的要求，在设计方法和设计技术方面必然有许多新发展，设计会更精细、更完善。设计手册也将得到不断补充、完善和更新。

本手册汇集国内航空涡轮设计、研制的方法和经验，借鉴和引进国外先进的可行技术。内容涉及航空军用发动机和民用发动机涡轮，但以军用大型发动机涡轮设计为主线，突出了涡轮喷气发动机（涡喷）、涡轮风扇发动机（涡扇）、涡轮螺旋桨发动机（涡桨）及涡轮轴发动机（涡轴）的涡轮设计特点。

本手册共分13章。第1章涡轮概述；第2章至第7章是关于涡轮气动设计方面的内容，介绍气动设计主要环节、设计方法、参数选择、基本公式和曲线、计算方法等；第8章至12章是涡轮结构设计方面的内容，包括结构打样图的设计、主要零件的设计方法、典型结构对比分析、主流道封严结构设计及材料、冶金、工艺方面的考虑等；第13章是涡轮性能试验。叶片是涡轮设计的核心，手册在不同章节中叙述了叶片的气动设计、叶片造型和叶身成型、叶冠和榫头设计以及完成叶片图所需的尺寸计算等，但不包括叶片工程图的绘制方法、标准和公差要求等，气冷叶片的冷却设计和内型设计也未编在本册中。同样，其他部分设

计中遇到与强度、冷却系统及热分析、材料、冶金、工艺等专业内容有关的内容均不作具体介绍。关于涡轮试验，仅从设计角度提出试验目的和要求而不涉及试验技术、测试及计算。鉴于航空发动机不使用向心（径流式）涡轮，故本手册只介绍轴流式涡轮的设计。

本册撰稿人：第1、3章刘泽秋，其中3.2.2，3.7.2由冯国泰撰稿；第2章李晋年，王月奇；第4、9章高善禄；第5章石靖；第6章王月奇；第7章赵光电；第8章李文明；第10章宋文兴；第11章万明学；第12章黄庆南；第13章朱铭福，黄忠湖。

本册编写原则：

1. 本手册编写突出工程实用性，有关物理概念、定义、公式推导等见同类教科书或专业书籍。

2. 编入的内容为目前工程设计中正在使用的方法、数据、曲线等，已很少使用或不再使用的酌情少写或不写。

3. 根据各界面划分的原则，所写内容按专业范围划分，允许必要的重复。

4. 对于目前国外发动机涡轮设计中采用的先进设计技术和方法，根据了解的程度，可以引进也可只作一般性介绍，为今后设计技术发展提供参考。

湖南株州南华动力机械研究所王刚研究员为涡轴、涡桨小型发动机涡轮结构的撰写提供了丰富素材，北京航空航天大学陈光教授为本册撰稿提供了大量的有关资料、图册，在此表示真诚的感谢；对积极支持和帮助本册编写工作的有关厂、所、院校和有关专家，以及为本册编写、审查、出版付出辛勤劳动的同志表示衷心感谢。

由于编写水平有限，经验不足，各册之间又有交叉，手册中不足之处在所难免，恳请读者批评指正，万分感激。

《航空发动机设计手册》第10册编委会

2001年5月

目　　录

第 5 章　叶栅性能分析及计算

第 6 章　涡轮特性估算

第 7 章　非设计状态的涡轮气动计算

第 8 章　涡轮结构设计

第 9 章　叶片设计

第 10 章　涡轮转子结构设计

第 11 章　涡轮静子结构设计

第 12 章　涡轮主流道封严结构设计

第 13 章　涡轮性能试验

符　号　表

符号	名　称	单位符号
A	面积	m^2
A_N	导向器面积	m^2
a	叶栅喉部宽度，声速	mm；m/s
a_{KP}	临界声速	m/s
B	宽度，涵道比	mm
b	弦长	mm
$C(c)$	气流绝对速度	m/s
C_{max}	叶型最大厚度	mm
c_p	定压比热容	J/(kg·K)
c_v	定容比热容	J/(kg·K)
D	直径	m
d_1	叶型前缘直径	mm
d_2	叶型尾缘直径	mm
E	能量	J
e	偏心距	mm
F	推力；叶型面积	N；mm^2
f	叶型中弧线弯度	
$\overline{F}$	加力比	
g	重力加速度	m/s^2
G^{**}	收敛梯度	
H	高度；绝对滞止焓	m；J/kg
h	叶高	mm
I	相对滞止转焓	J/kg
i	攻角	(°)
J	转动惯量	kg·m^2
k	比热容比(绝热指数)	
L	长度	m
L_{Tad}	滞止等熵膨胀功	J/kg
L_T	有效功	J/kg
$\overline{L}_T$	换算有效功	
M	马赫数	

M_c	绝对马赫数	
M_w	相对马赫数	
m	质量	kg
N	循环数	
n	转速	r/min
$\overline{n}$	相对转速	
$\overline{n}_{hs}$	相对换算转速	
P_t	总压	MPa
P_s	静压	MPa
P	功率	J/s
q	转子不平衡度	g·cm
r	半径	m
R	气体常数	kJ/(kg·K)
Re	雷诺数	
S	轴向弦长	
T_t	总温	K
T_s	静温	K
t	栅距	mm
$\overline{t}$	相对栅距	
u	圆周速度	m/s
W	流量	kg/s
W_a	空气流量	kg/s
W_g	燃气流量	kg/s
W_{BE}	引气流量	kg/s
W_{hs}	换算流量	
$\overline{W}_{hs}$	相对换算流量	
$W(w)$	气流相对速度	m/s
Z	涡轮级数;叶片数	
α	绝对气流角	(°)
$\Delta\alpha$	导叶气流折转角	(°)
β	相对气流角	(°)
$\Delta\beta$	动叶气流折转角	(°)
β_{1K}	叶型前缘构造角	(°)
β_{2K}	叶型尾缘构造角	(°)
γ	叶型安装角	(°)
δ	气流落后角;间隙	(°);mm

Δ	间隙	mm
Δz	轴向间隙	mm
Δr	径向间隙	mm
ζ	能量损失系数	
ξ	最大主惯性轴	
η	最小主惯性轴	
η_{Tt}	涡轮滞止效率	
θ	叶型弯折角	(°)
λ	速度系数;气体热传导系数	
$q(\lambda)$	流量气动函数	
$\pi(\lambda)$	压力气动函数	
$\tau(\lambda)$	温度气动函数	
μ	载荷系数;气流粘性系数	
π_T	总压膨胀比	
π_S	总静压膨胀比	
ρ	密度	kg/m^3
σ	总压恢复系数;应力	MPa
τ	叶栅稠度	
φ	导叶速度损失系数	
x	弯角	(°)
x_1	叶型前缘弯角	(°)
x_2	叶型后缘弯角	(°)
ψ	动叶速度损失系数	
ω	旋转角速度	1/s
Ω	反力度	

下标

T	涡轮的
st	级的
t	叶尖的,尾缘的,总的
s	静的,二次流
rdl	相对的
ad	等熵的
g	燃气的
c	冷气的,绝对的
d	设计的
BE	引气的

m	叶中的
mix	掺混的
max	最大的
av	平均的
h	叶根的
H	高压的
L	低压的
a	轴向的
r	径向的
u	周向的
0	涡轮进口
1	Ⅰ导出口、Ⅰ动进口
2	Ⅰ动出口、Ⅱ导进口,级出口,涡轮出口
3	Ⅱ导出口、Ⅱ动进口
4	Ⅱ动进口,(第 2 级出口,双级涡轮出口)

第 1 章　涡轮概述

涡轮是航空发动机的主要部件之一，是将高温高压燃气的能量转变为动能和机械能的叶轮机械。气流在涡轮中转弯膨胀产生机械功带动压气机、风扇、螺旋桨、直升机旋翼及附件传动系统等。

1.1　涡轮的基本构成

涡轮是由不旋转的静子部分和旋转的转子部分组成。静子部分包括导向叶片（又称静子叶片，简称导叶）、涡轮机匣、轴承座、承力机匣及各种静子件；转子部分主要有转子叶片（又称工作叶片，简称动叶）、涡轮盘、涡轮轴；此外，还有轴承系统及封严系统的构件。有叶片排的流道构成了涡轮的主燃气流流道，一排导向叶片及紧跟其后的一排转子叶片构成一个涡轮级。多级涡轮是由多个涡轮级组成。含导向叶片排的组件称为导向器，含转子叶片排的组件称为工作轮。图 1－1 是涡轮基本结构的纵剖面图。

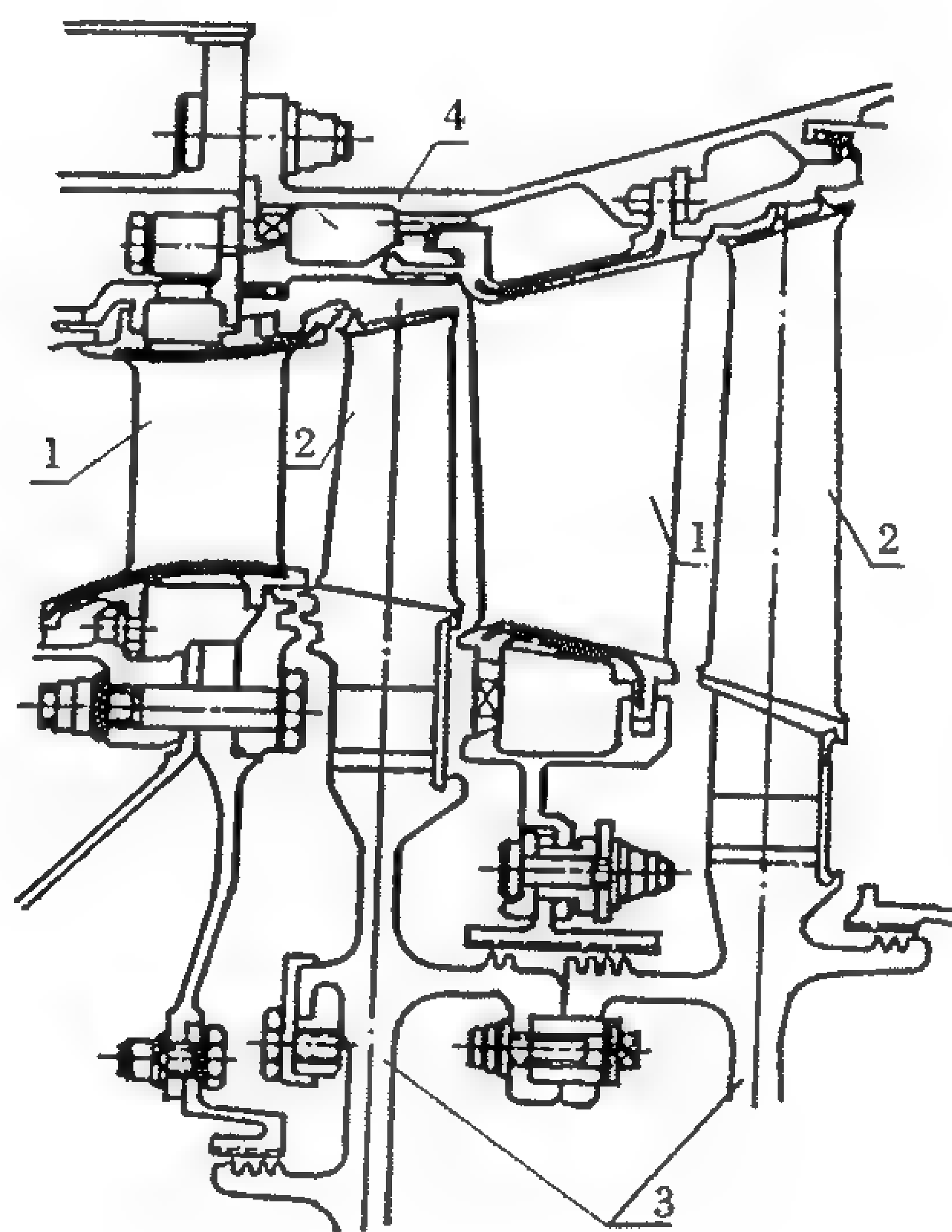


图 1－1　涡轮基本结构

1—导向叶片；2—转子叶片；3—涡轮盘；4—涡轮机匣

1.2　涡轮基本工作原理

高温、高压燃气从涡轮进口流经叶片排转弯膨胀，将燃气的热能和压力势能转换成燃气动能和可输出机械功。而具有一定动能的燃气进入加力燃烧室或从尾喷管排出。单级涡轮流道见图 1－2。从进口到出口涡轮的子午流道通常是扩张形的，见图 1－2(a)；基元级周向展开的叶栅槽道如图 1－2(b)所示，叶栅槽道应设计为光滑收敛型。

涡轮中的截面规定：0－0　涡轮进口；

1－1　导向叶片排出口或转子叶片排进口；

2－2　转子叶片排出口或涡轮出口。

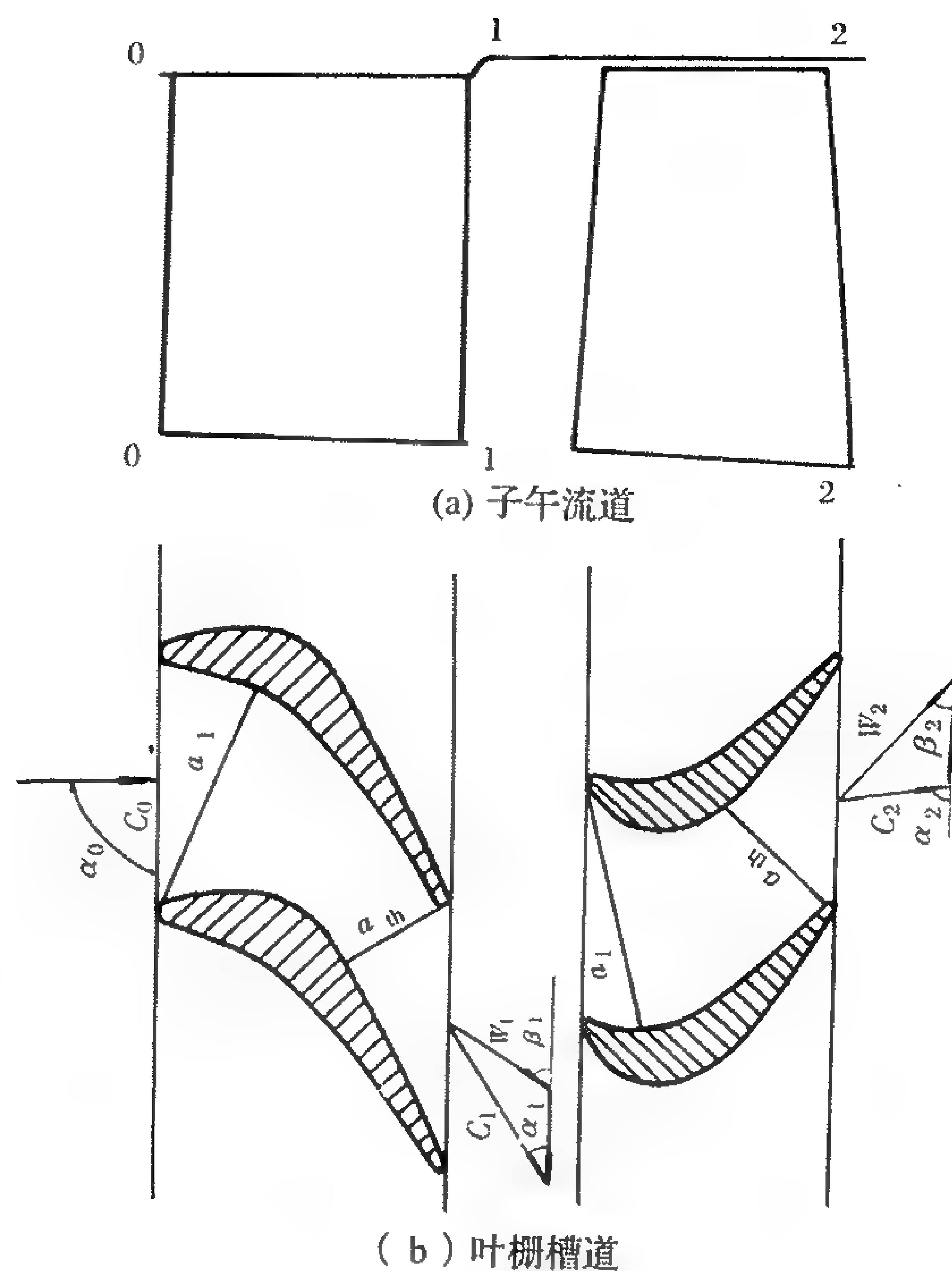


图1-2 涡轮基本流道

1.2.1 流动过程

气流在导向叶片中从0-0截面流至1-1截面，气流方向从 α_0 变到 α_1，速度由 C_0 增加到 C_1；然后气流以相对气流角 β_1 和相对气流速度 W_1 进入转子叶片排中，转弯膨胀后以相对气流角 β_2 和相对气流速度 W_2 流出。涡轮中的气流参数变化见表1-1。

表1-1 涡轮中的参数变化

气流参数	0-0到1-1截面 导向叶片进出口	1-1到2-2截面 转子叶片进出口	
		反力式涡轮	冲力式涡轮
静压	$P_0>P_1$	$P_1>P_2$	$P_1=P_2$
静温	$T_0>T_1$	$T_1>T_2$	$T_1=T_2$
绝对气流角	$\alpha_0>\alpha_1$	$\alpha_1<\alpha_2$	$\alpha_1<\alpha_2$
绝对气流速度	$C_0<C_1$	$C_1>C_2$	$C_1>C_2$
相对气流角		$\beta_1>\beta_2$	$\beta_1=\beta_2$
相对气流速度		$W_1<W_2$	$W_1=W_2$

1.2.2 流动模型

(1) 基本流动假设

燃气在涡轮中的实际流动是非定常、有粘、三维流动。全面地考虑实际流动中存在的各种因素并用数学求解是相当复杂和困难的。因此，在叶轮机械中对求解这类问题进行了必要、合理的假设使问题简化。随着计算技术及计算机的发展，求解涡轮中的流动问题经历了从一维

到准三维直至全三维、从无粘到有粘、从定常到非定常的过程。

叶轮机中燃气流动遵循运动的普遍规律——气体动力学基本方程：连续方程、运动方程、能量方程及状态方程。

基本假设：定常流动、绝热、气体是完全气体。

(2) 膨胀过程及能量转换

燃气在涡轮级中进行膨胀加速流动，从进口 0 - 0 截面到出口 2 - 2 截面的膨胀以及做功可用基本焓熵图表示，见图 1 - 3。图中 $0_t - 2ad$ 是级的等熵膨胀过程，$0_t - 2$ 是实际膨胀过程。

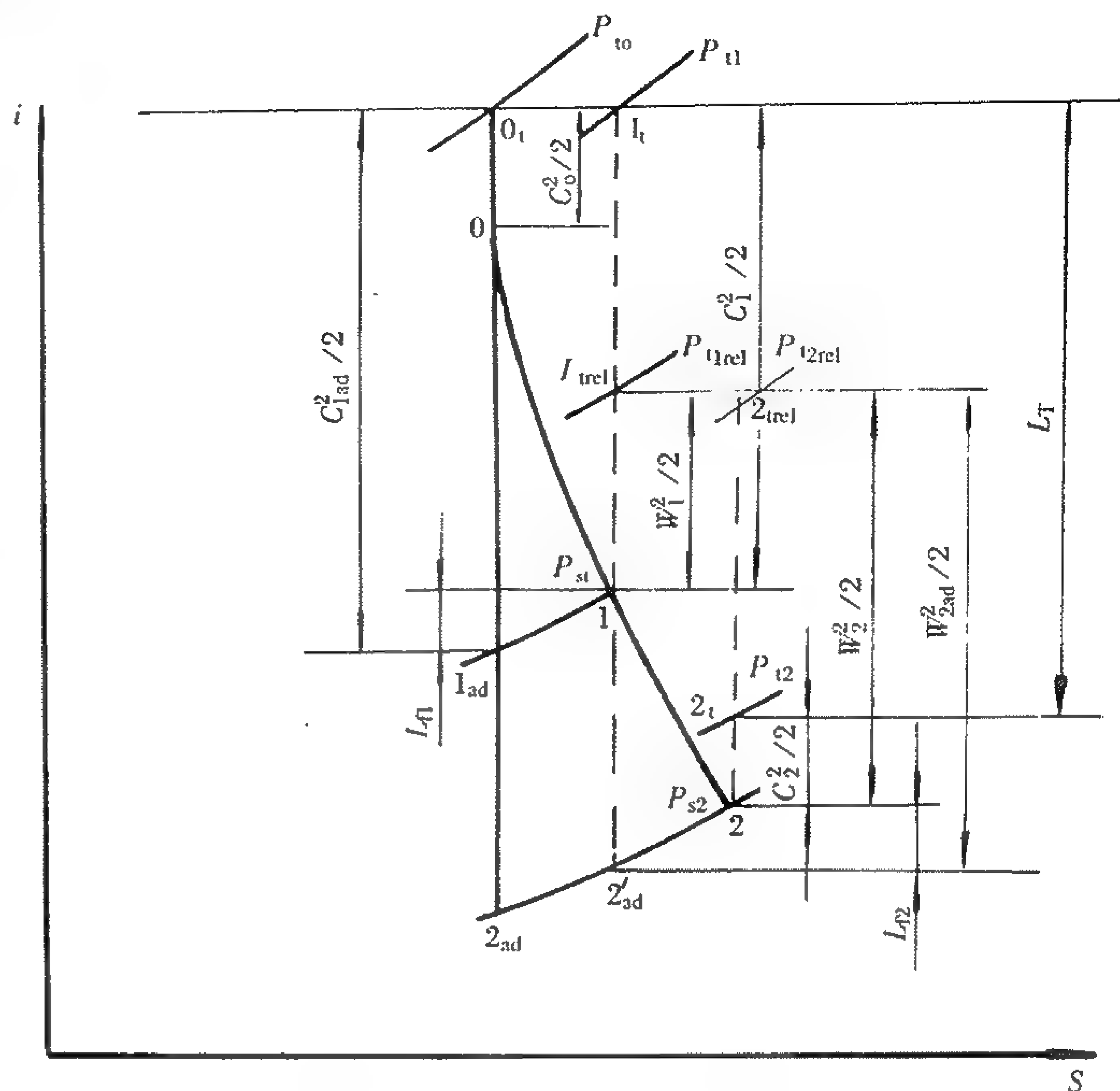


图 1 - 3　涡轮级基本焓熵图

用一维流动关系式表示的能量转换，在非冷却涡轮中：

导向叶片排图(0 - 1)中，沿流线总焓不变

$$H_0 = H_1 \tag{1-1}$$

$$\frac{C_1^2 - C_0^2}{2} + L_{f1} = g\int_1^0 \frac{dP}{\rho} \tag{1-2}$$

式中：L_{f1} ——导向叶片排中的能量损失部分的功。

在转子叶片排图(1 - 2)中

$$L_T = H_1 - H_2 \tag{1-3}$$

$$\frac{W_2^2 - W_1^2}{2} + L_{f2} = g\int_2^1 \frac{dP}{\rho} \tag{1-4}$$

式中：L_{f2} ——转子叶片中的能量损失部分。

$$L_T = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2} - \frac{W_2^2 - W_1^2}{2} \tag{1-5}$$

由式(1 - 2)可见，导向叶片排将燃气的压力势能转换为动能；在转子叶片排中，燃气的压力势能转换为相对流动的动能，见式(1 - 4)；1kg 高温高压燃气流过转子叶片排对外界所做的涡轮功是绝对速度动能与相对速度动能变化的代数和，见式(1 - 5)。

1.3　涡轮分类及用途

1.3.1　单级涡轮和多级涡轮

早期航空发动机，涡轮负荷小、效率要求不高时，采用单级涡轮。单级涡轮有零件少、质量轻、成本低的优点。为满足涡轮功率要求大以及效率要求高的条件，普遍采用多级涡轮。单级

涡轮效率为0.87～0.91，个别的可达到0.92。多级涡轮效率一般都在0.90以上，特殊情况下可能小于0.90。

1.3.2 单轴涡轮和多轴涡轮

只有一个转子的发动机上使用的涡轮是单轴涡轮。根据发动机转子数目的不同，目前已有双轴涡轮和三轴涡轮。带动高压压气机的为高压涡轮，带动低压压气机或风扇的为低压涡轮，三轴发动机在高、低压涡轮转子之间有中压涡轮。

1.3.3 反力(作用)式涡轮和冲力式涡轮

转子中的燃气等熵膨胀功与级的燃气等熵膨胀功之比称为涡轮级的反力度。理论上，当级反力度为0时，燃气的绝热膨胀功全部在导向器中完成，称这种涡轮为纯冲力式涡轮，一般工程上使用的冲力式涡轮反力度不为0，而是$\Omega \approx 0.02 \sim 0.15$。冲力式涡轮在航空上不用，通常用于蒸汽轮机或水轮机。理论上反力度$\Omega > 0$的涡轮为反力式涡轮，航空涡轮的余速不算损失，为追求高效率均采用反力式涡轮。

1.3.4 亚声速涡轮和跨声速涡轮

按照叶片排出口马赫数水平可将涡轮分为亚声速涡轮、高亚声速涡轮和跨声速涡轮。叶片排进口马赫数均为亚声速的，根据导向叶片出口绝对气流马赫数M_1和转子叶片出口相对气流马赫数M_{2rel}来判断。

亚声速涡轮：$M_1(M_{2rel}) < 0.80$

高亚声速涡轮：$0.80 \leqslant M_1(M_{2rel}) < 1.0$

跨声速涡轮：$M_1(r)(M_{2rel}(r)) > 1.0$

上述三种情况在航空涡轮中均有使用。当涡轮转子叶片进口相对马赫数大于1.0时为超声速涡轮。

1.3.5 非冷却式涡轮和冷却式涡轮

非冷却式涡轮是指对涡轮叶片不进行冷却，即不带气冷叶片的涡轮，但仍有盘、轴、机匣等的冷却及冷气流道和漏气流道。目前，涡轮前温度在1300K左右可不采用气冷叶片。随着涡轮前温度的提高，为了静、转子叶片的安全可靠工作并保证一定的寿命，必须对叶片进行冷却。带有气冷叶片的涡轮为冷却式涡轮，需要空气冷却的叶片为气冷叶片。

1.3.6 自由涡轮

与压气机或风扇没有机械联系、其转速不受压气机转速限制的涡轮为自由涡轮，因其常作为专用的动力，也被称为动力涡轮。将燃气发生器涡轮出口的燃气能量通过自由涡轮做功并输出。航空上用的涡轮轴发动机中的自由涡轮通过减速器带动直升机旋翼。

1.3.7 对转涡轮

双转子或三转子发动机中，相邻两涡轮转向相反的涡轮。由于可利用前排涡轮转子出口气流余旋，故可减少下游涡轮的导向叶片的数量，甚至可以不带导向叶片。这样可使结构简化，节省冷却空气，有助于减轻质量和改善性能。在20世纪80年代出现的无涵道风扇(UDF)

发动机以及美国PW公司最新研制的管道风扇采用了对转涡轮，一般采用多级对转涡轮。这种涡轮无论在气动设计方面还是在结构设计方面都有许多新的设计技术。

1.3.8　轴流式涡轮和向心(径向式)涡轮

燃气沿轴向由前向后流动膨胀做功的涡轮为轴流式涡轮。燃气由外缘向中心流动膨胀做功的涡轮为向心涡轮。向心涡轮因体积小、结构紧凑，多在小型动力装置上使用，如飞机辅助动力向飞机电网提供电源在飞机着陆时使用。航空发动机涡轮均采用轴流式涡轮。

1.4　涡轮设计特点及基本设计流程

1.4.1　涡轮设计特点

涡轮是受高温、高压燃气包围以高速旋转并承受高负荷的热端部件，目前研制的涡轮进口燃气温度已高达2000K以上。特殊的工作条件决定了涡轮设计的特点。

(1) 冷却式涡轮的设计。问题的核心是在保证叶片安全可靠工作及寿命要求的前提下用最少的冷却空气消耗量并获得涡轮的高效率。除了气冷叶片的冷却及结构设计技术外，在涡轮气动设计中，由于涡轮主燃气流道中有冷气掺入，气动设计时需要考虑冷气与主流的质量掺混、能量掺混和动量掺混的影响。因此，对冷却式涡轮，叶型型面设计和性能均会受到很大影响。在需要大冷却空气量的高压涡轮设计中更是一个突出的问题。

(2)高温工作条件。在高温高负荷下工作的零、组件有着特殊的热膨胀、热变形、热应力、热定心、热疲劳及热腐蚀等问题。热状态下的气动设计尺寸，必须进行必要的冷、热态换算方可用于零件设计；而零件设计时又必须考虑工作时的各种状态所带来的尺寸、零件相互关系的变化，以保证高温工作条件下的安全可靠和寿命。

(3) 封严设计。涡轮主流道封严设计是保证涡轮效率的重要部分，内腔封严的设计直接与轴承的工作及系统的正常运行有关。

(4) 涡轮设计是多专业的技术综合，其中包括热力学、气体动力学、传热学、结构力学、材料学、冶金学、工艺学等。

(5)涡轮设计是多次反复迭代、协调和折衷的过程。有些设计要通过发动机调试过程后才能最后确定。

(6)设计必须依赖试验。任何一次新的设计都是在过去积累的经验基础上进行的，其中要以大量的试验数据为依据。

1.4.2　涡轮的基本设计流程

涡轮设计主要可分为两部分：气动设计和结构设计。发动机总体设计提出对涡轮部件设计的要求，气动设计完成涡轮流道设计并确定气流参数，结构设计要为实现涡轮气动性能，保证与总体结构的协调和寿命期内可靠工作进行全部构件设计。每一部分又是由多个设计环节组成的，设计过程中与相关专业有相互需求和迭代关系。

涡轮基本设计流程(见图1－4)；

涡轮气动设计流程(见图1－5)；

涡轮结构设计流程(见图1－6)。

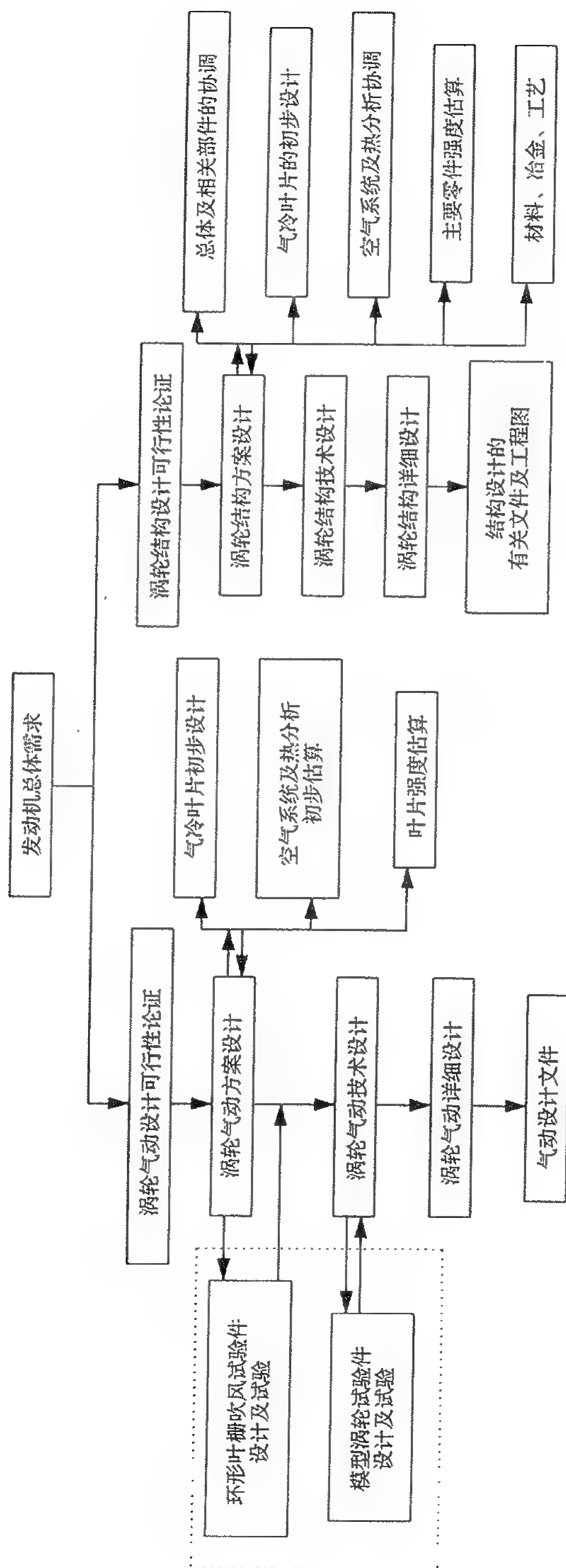


图 1-4 涡轮基本设计流程

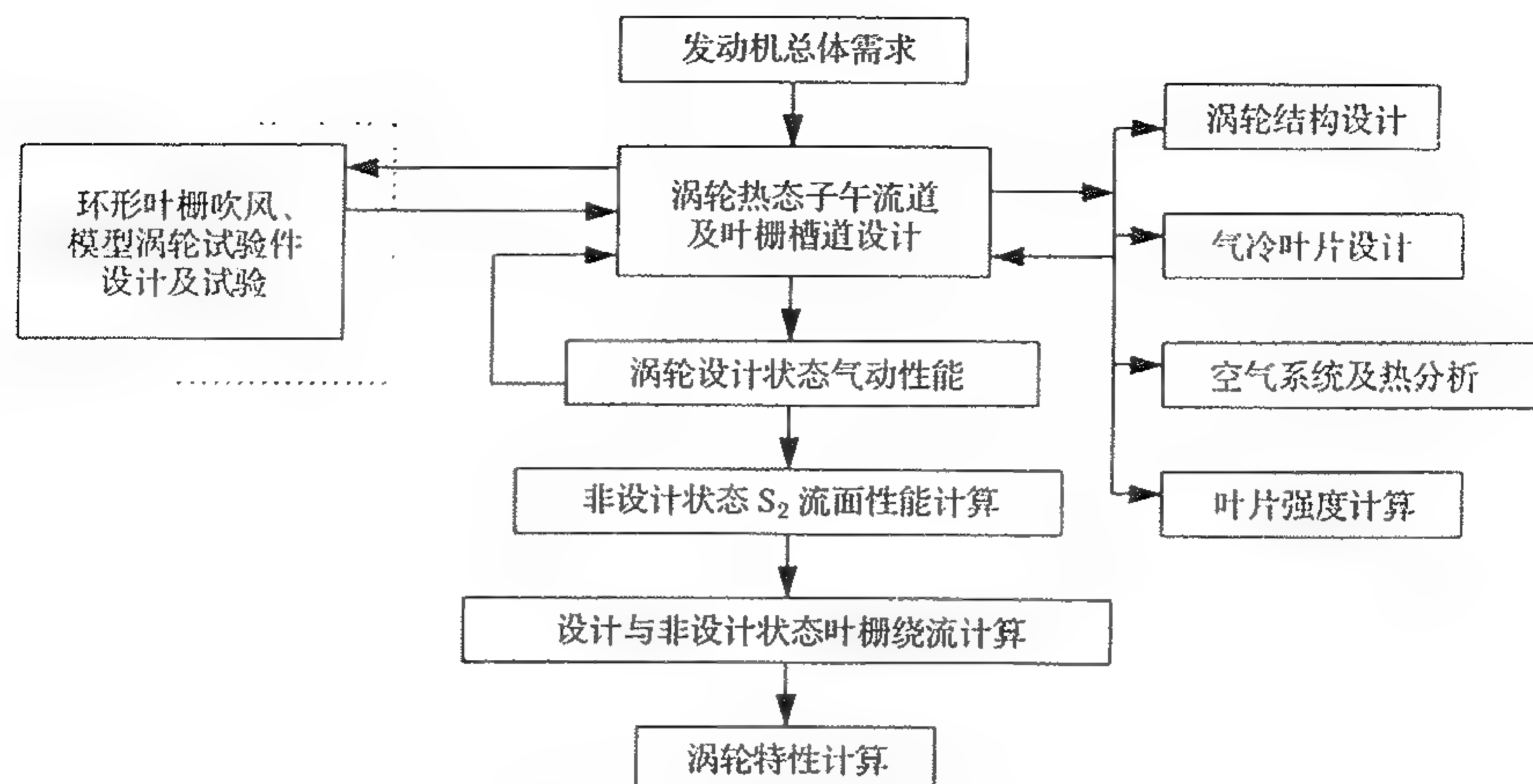


图 1－5　涡轮气动设计流程

涡轮热态子午流道及叶片型面坐标
基本流道尺寸的估算
涡轮部件打样
确定涡轮支承形式、支点位置　⇄　总体和相关部件
确定与相关部件结合处的结构尺寸　⇄　总体和相关部件
确定转、静子流道件的位置
新材料、新工艺、新技术采用
内腔封严流道、封严结构设计　⇄　空气系统及热分析计算
热态流道尺寸的冷态换算
主要零件结构设计及主要尺寸确定　⇄　气冷叶片设计
主要零件强度估算
各轴向、径向间隙的冷热态计算
基准、各配合面尺寸公差
转、静子间隙处的尺寸公差
涡轮部件打样图

图 1－6　涡轮结构设计流程

1.5 国内、外航空涡轮发展概况及先进的涡轮设计技术

1.5.1 国内、外航空涡轮发展概况

(1) 半个多世纪以来,航空燃气涡轮发动机的类型和水平都发生了剧烈的变化。从 20 世纪 30 年代末德国的第 1 台涡轮喷气发动机问世以来,相继出现了 50 年代的涡轮螺旋桨发动机和双转子涡轮喷气发动机,50 年代末的小涵道比涡轮风扇发动机,60 年代后的大涵道比加力风扇发动机,80 年代出现的无涵道风扇(UDF)发动机以及最近的管道风扇发动机。促进这一发展的根本原因是对发动机性能要求的不断提高,追求大推力(轴马力)和低耗油率的结果。

伴随这一发展和要求,燃气涡轮也迅速发展起来。在发动机热力循环参数中,涡轮前温度的提高会给发动机性能带来非常明显的好处。由于 50 年代取得了气冷叶片的研究成功,从而提高了涡轮进口温度。60 年代发展了涡轮叶片的气膜冷却技术,提高了叶片的冷却效果,而对流冷却和气膜冷却的联合使用,又进一步提高了叶片的冷却降温效果。近 20 年涡轮前温度提高的幅度如图 1-7 所示,随着涡轮前温度的提高,耐高温材料的发展情况也可见图 1-7。

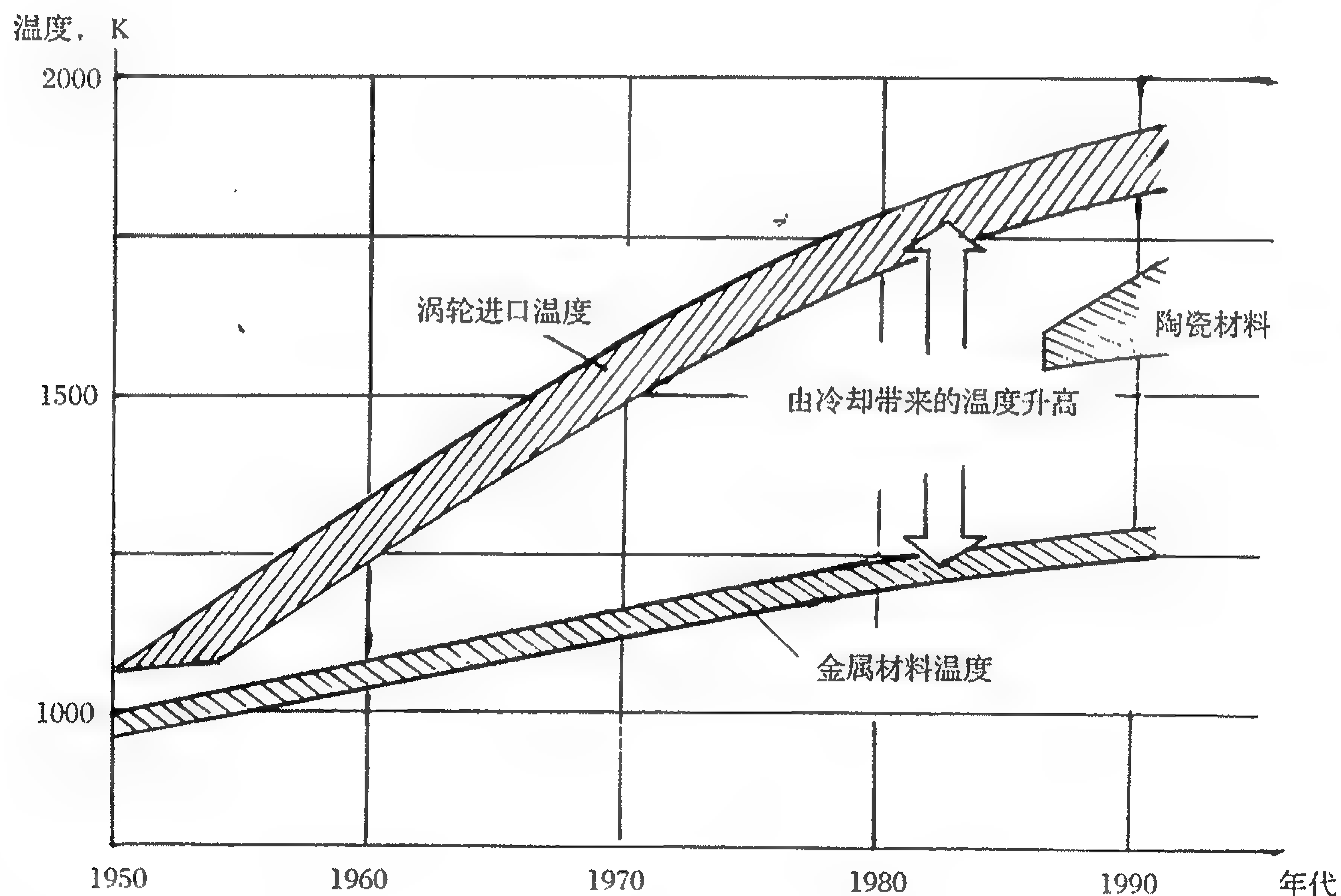


图 1-7 涡轮进口温度发展趋势

目前,民用发动机如 GE90、PW4080 的涡轮前温度已达 1650K,军用发动机涡轮前温度已超过 1990K,一些试验中的发动机已经工作在 2200K 以上。因此,不断提高涡轮前温度是涡轮的主要发展方向,也是涡轮设计技术要解决的难点。

(2) 国内航空涡轮的状况

自 20 世纪 50 年代中后期开始仿制,50 年代末开始设计涡轮喷气式单轴涡轮,60 年代中开始改进和自行设计双轴涡轮,同时开始了气冷叶片的研究、设计并用于发动机上。自此,涡轮设计技术不断向前发展。今后涡轮发展中将面临高温、高性能、高可靠性、长寿命、质量轻

和低成本的挑战。

表1-2列出了涡轮随发动机发展的概况。

表1-2 涡轮随发动机发展的概况

发动机	年	推重比	涵道比	压比	转子数	涡轮级数	涡轮前温度 K
РД-9Б	1953			7.14	1	1+1	1143
J57-F13	1953	3.18		12.48	2	1+2	1110
P11Φ300		5.4		8.85	2	1+1	1188
JT3D-3B	1963	4.31	1.37	13.50	2	1+3	1158
Spey MK202			0.71	21.00	2	2+2	1441
JT9D	1970	5.2	4.86	24.50	2	2+4	1644
F100-PW100	1974	7.7	0.63	25.00	2		1606
RB199	1977	7.38	1.1	25.00	3	1+1+2	1596
F404-GE100	1979	7.388	0.34	26.00	2	1+1	1655
РД-33	1982	6.82	0.49	21.70	2	1+1	1540
АЛ-31Ф	1984	7.12	0.6	23.465	2	1+1	1665
F110-GE129		7.33	0.8	~34	2	1+2	1780
GE90	1995	7	9	40	2	2+6	1588.7
M88-2	1996	9.6	0.5	24.50	2	1+1	1843
F119	1995	~10	0.2	25	2	1+1(反转)	1950

1.5.2、先进的涡轮设计技术

(1)先进的气冷叶片设计(见《航空发动机设计手册》第16册)。

(2)发展全三维、非定常、有粘N-S方程求解涡轮流场的方法。这在具有复杂流道及复杂流动的三维涡轮流场中,要在提高效率方面取得突破性进展,尤其在高压涡轮中更显得必要。对于涡轮要求该方法较好地解决冷气掺混问题。求解三维问题的关键在于紊流模型建立的准确性、三维网格生成的合理性及求解方法的精确性。未来全三维计算方法将不是作为准三维设计的校核分析方法,而是用于优化气动设计和叶片设计,进而进行非设计状态计算分析和全工作状态的优化设计。

(3)三维叶片设计技术。作为提高涡轮效率的措施,合理采用弯扭、倾斜、后掠等叶片设计。

(4)间隙设计技术。为使转、静子之间安全可靠地工作并在结构设计上保证涡轮性能要求的效率,涡轮中广泛采用间隙封严设计技术。设计中要考虑影响间隙变化的各种因素,使涡轮工作时能保持良好的间隙状态。目前,在民用发动机涡轮上采用了跟踪状态变化间隙的主动间隙控制技术。

(5)在可靠性和可维修性设计思想指导下,结构上的单元体设计、大型发动机上的整体叶盘设计等新技术的采用。

(6)用于减振的阻尼件设计。为了解决各种原因引起的振动,如气流的非定常扰动、声音的振动等,在转子部位采用阻尼件。

(7)对转涡轮的气动设计和结构设计技术。

(8)用于变循环发动机的可变面积涡轮(VAT)的设计。跟随发动机工作状态的变化,改变涡轮静子叶栅的喉道几何面积,从而实现发动机的性能目标。

第2章 涡轮气动方案设计

2.1 设计依据

涡轮气动方案设计，又称初步设计，它是方案论证与详细设计之间的一个设计阶段。目前尚无通用的标准来规范涡轮方案设计工作，不同的设计集团都有自己的习惯做法。设计依据一般理解为已明确的外部条件。在这里，我们首先应了解工程研制中，涡轮方案设计一般有那几种情况。

(1) 全新设计涡轮

全新设计的特点是涡轮和压气机均无明确的型号继承特色，而是应用国内、外先进的预研技术，针对设计要求研制高性能压气机和涡轮。设计时，压气机与涡轮匹配的参数，由于多级压气机设计难度大，一般是首先满足压气机的需要，但是也要互相兼顾。例如：转速的选择，涡轮受高温工作条件及材料的限制，转速不可能太高，而压气机为了减少迎风面积，在缩小直径的同时，又要提高做功能力，往往希望提高转速，使切线速度尽可能大些。考虑到涡轮的现实可能，有时也要求压气机作出一些折衷性让步。

(2) 涡轮配压气机设计

该设计的特点是压气机参数已全部确定。在我国一台新压气机的设计、试验、调整周期相对较长，经费消耗大。而且我国目前的预研及技术储备都不充分。为了节省经费，缩短型号研制周期，设计师通常选择一台国内或国外已有较完整设计、试验资料的压气机或者是在现役某型号压气机的基础上，增加或减少几级。这样一来，压气机的参数基本已确定，包括流量、压比、效率、特性、转速及流道边界尺寸等。涡轮只能在满足这些限制条件下来完成匹配设计。目前我国有的设计集团压气机储备不够，只能经常采用此方法。国外在产品系列化发展时，也有类似做法。

(3) 涡轮局部修改设计

这项工作的特点是配压气机的涡轮已经具备，由于压气机某些改动，需要增加或减少涡轮功率，而涡轮进口的状态参数基本相似。这时可以增加或减少末级涡轮，或者改变某几级叶片角度，这样修改后的涡轮，可以满足压气机的要求，工作量也相对少些。

总之在涡轮设计前，首先要分清以上这几种情况。不管是那种情况，涡轮设计的依据都要由发动机总体设计部门提出，经总设计师批准，以文件或通知的形式签署下达。

2.1.1 总体对部件的设计要求

发动机总体性能设计包括特性设计应满足飞机在飞行包线范围内对发动机性能的要求。发动机总体方案设计完成后，发动机的基本流道尺寸、空气流量、总压比、涡轮前温度都已初步确定。这时，总体具备向各部件下达设计要求的条件。一般经总体下达的设计要求包括以下内容：

涡轮进口燃气流量 W_g；

涡轮进口燃气总压 P_{t4}；

涡轮进口燃气总温 T_{t4}；

涡轮输出有效功率 P_T；

涡轮效率 η_{Tt}；

涡轮相对冷却空气流量比 W_c；

涡轮流道基本尺寸 D。

对于加力式涡扇发动机，总体设计还应确定涵道比 B 和加力温度 T_8，由于涡轮功率下达时已考虑了涵道比 B，而加力温度对涡轮部件参数影响不大，故本节中不作分析。

下面将分别讨论总体下达的以上设计要求以及涡轮设计者应考虑的一些问题。

(1) 涡轮进口燃气流量

燃气流量的大小与发动机空气流量有关；与不同温升条件下不同燃烧效率、不同热值的燃油用量有关；与发动机相对冷却空气用量有关。也可简单地用下式来说明：

$$W_g = W_B(1 - W_c + f_a)$$

式中：W_g——燃气流量；

W_B——空气流量；

W_c——冷气空气比；

f_a——油气比。

燃气流量是个非常重要的参数，它关系到涡轮流道尺寸的大小，涡轮功率的大小。

$$P_T = hL_TW_g$$

式中：P_T——涡轮功率，J/s；

h——系数；

L_T——单位功，J/kg。

从上式可以看出，在单位功一定的条件下，任何不应有的燃气泄漏量(ΔW_g)都直接关系到涡轮功率的损失。这一点对结构设计师必须特别引起注意，因为在发动机调试初期经常碰到封严间隙选择不当，测试引线孔堵塞不及时等，造成试车时涡轮进口温度偏高。

(2) 涡轮进口总压

总压是涡轮进口的重要状态参数之一。它取决于发动机循环参数选取时是否采用较高的压比。总压高有利于提高循环效率、降低单位耗油率；总压高在相同流量和转速下可降低涡轮 An^2 值，有利于叶片强度设计；总压高也表示涡轮具有较高的做功能力；总压高说明压气机压比高，而压比高给压气机特性设计带来一定的难度。目前，推重比 10 一级军用发动机，总压比大约在 25～30 左右，而民用发动机可达 40 甚至更高。

(3) 涡轮进口总温

总温同样是涡轮进口的重要状态参数之一，由发动机热力循环参数选择时确定。涡轮前温度高对提高发动机单位推力非常有效，随着涡轮前温度提高，发动机性能得到迅速发展。现代航空发动机涡轮前温度高达 1600～1700K，对于第四代军用发动机，涡轮前温度 1850～1950K，空中某些状态可高达 2050K。

涡轮进口温度的不均匀性及峰值关系到涡轮导向叶片选材和冷却方案的选定。在气动方案设计时，一般假定温度沿径向和周向都是均值的——即 $\partial T/\partial\theta = 0$，$\partial T/\partial r = 0$。而在冷却叶片设计时，必须考虑燃烧室出口温度场的不均匀性，并用两个温度不均匀系数来评价。即周向温度分布不均匀系数 OTDF 和径向温度分布不均匀系数 RTDF。一般要求 OTDF 在 0.25～

0.35左右。RTDF在0.08～0.12左右。

目前在涡轮方案设计时，已经考虑了进口总温沿径向的不均匀性，在进行 S_2 流场计算时，沿径向各流线输入的总温值呈二次曲线变化，一般叶中流线处于高温区，而两端壁面附近的流线温度较低。开始可按经验设定，然后通过燃烧室出口温度场测试调整给予确定。温度分布为中间高，两端低，对变功设计是有利的。因为叶中效率高，叶中多分配功有利发挥它的作用。其结果将使沿叶高速度三角形变化更合理，效率更高。

(4) 涡轮冷却空气流量及分配原则

近代涡轮随着温度不断升高，除了采用更先进的高温合金材料制造叶片外，还要不断改善叶片的冷却设计。用于冷却涡轮的冷却空气大致分为三部分：一是用于冷却导向叶片。由于导向叶片感受燃气绝对滞止温度，再加上燃气温度分布不均匀，工作条件恶劣，所以导向叶片占用的冷却空气量最大，目前分配可高达10%的内涵流量。二是用于转子叶片。转子叶片旋转时，周期性承受温度的不均匀性影响，而且是相对滞止温度，一般相对滞止总温比绝对滞止总温低60～100℃。转子叶片所用冷却空气量居第二位。三是用于冷却轮盘和机匣并构成对轴承腔隔热的冷却空气。

以上三股冷却空气完成各自任务后，大部分从涡轮不同截面流入主流道，参加后几级的涡轮继续做功，少部分冷却空气经封严环通过导管排入外涵或大气，不参加涡轮做功。因此，在涡轮性能设计时，要把冷气量的掺混按不同截面分配好，计算出掺混后的各特征截面燃气量，以及由于掺混带来的对主燃气的温降影响。对不同掺混组合，有不同的经验公式，供设计时使用。

(5) 涡轮输出有效功率

涡轮输出功率主要是驱动压气机。同时还包含用于克服转子风阻和机械损失以及驱动发动机和飞机附件，此部分约占输出功率的1%～2%，不同型号要求不同。涡轮输出功率要在总体协调下，定量给出各种功率的大小。

众所周知，现代发动机通过压气机的空气流量与通过涡轮的燃气流量是不相等的，特别是双涵涡扇发动机，压缩外涵空气的功率要由低压涡轮承担。因此，只有通过功率平衡才能确定涡轮的单位功。而单位功是决定涡轮负荷大小的重要参数。

$$L_{\mathrm{UT}} = \frac{kR}{k-1} T_4 \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}}\right) \eta_{\mathrm{Tt}}$$

从上式可知，在涡轮进口温度 T_4 和涡轮效率 η_{Tt} 给定的条件下，单位功 L_{UT} 取决于膨胀比 π_{T} 的大小。π_{T} 的大小反映了气动负荷的大小。

考虑到一些难以估量的误差，例如：间隙泄漏，流量分配不准确，效率偏低，往往在确定输出功率时留1%～2%的余度。经验表明，当涡轮受条件限制未经充分性能试验调整，这种余度对发动机调试有一定的帮助。

(6) 涡轮效率的定量要求

涡轮效率是反映涡轮先进性的综合参数。而涡轮效率又是一个极其复杂的参数，影响它的因素很多，例如：叶型损失、二次流损失、激波损失、冷气掺混损失、各种漏气损失等。气流在涡轮流道内流动是个极复杂的三维涡流流动过程，虽然计算机计算能力愈来愈强，但计算方法及其假设不能完全真实反映这种流动现象，造成主客观不一致，带来一定的误差，最终反映在涡轮效率的大小上。气流流动总会有损失，叶型设计能否符合流动规律，使损失最小。结构设计的能否巧妙、间隙设计是否合理都直接影响涡轮效率变化。人们为了获得高效率的涡轮，

不断改进设计方法，采用粘性全三维计算程序，积累大量的试验数据，支持设计工作。因此，可以认为总体给涡轮下达定量的效率指标，实质是对涡轮设计先进性的综合要求，也是考核设计者技术水平高、低，经验是否丰富的标志。一个设计集团如果没有实践经验，没有大量的试验数据支持，是很难完成高效率涡轮设计任务的。

(7) 涡轮进、出口基本尺寸

当发动机总体方案进行到一定阶段时，发动机主流道形状及尺寸要求应基本确定。但不是最终确定，还需与部件设计进行迭代。这时，总体应具备提供部件协调用的流道尺寸图。通常的经验，涡喷发动机流道涡轮进口直径大约为压气机出口直径的1.2倍左右；对于军用发动机，末级涡轮出口外径受发动机最大直径的限制，不允许任意放大。涡轮轴向长度尺寸取决于涡轮级数的选定。一般总体先给个推荐值，只有当涡轮方案设计完成后，才能有较准确的涡轮流路尺寸。在涡轮进、出口直径及长度大致不变的前提下，涡轮流道形状及尺寸可由涡轮设计师调整选取，从而保证涡轮性能满足总体要求。

对总体提出的要求，不一定一次就能设计到位，因为一项工程设计，特别是在方案设计阶段，需要经过反复迭代，逐步逼近，有的还要经过试验，甚至要经过失败的痛苦，总结经验，才能成功。航空发动机从第二代到第三代，下一步发展到第四代，总体和部件的设计方法都有很大发展。需要具体分析，既要重视经验支持，又要敢于创新设计方法。最终方案是否先进都要经过试验验证，达到主客观一致。

以上要求中，涡轮效率最难保证。

2.1.2　约束条件

约束是相对自由而言。约束通常认为是外界条件和机械方面的限制。有些约束条件随着科学技术的发展将在某些程度上得到改善，但至今人们仍要遵守而不能盲目的超越。约束条件限制了涡轮设计师的“自由”，规范了设计师应遵循的客观规律，可使设计工作少犯错误，早日成功。约束条件通常有：

叶片承受高离心负荷的能力；

叶冠承受弯曲应力的能力；

叶片冷却的可行性；

末级涡轮出口 M_2 数和气流角 α_2；

可靠性、维护性、寿命、成本。

涡轮设计师应如何处理这些约束条件，创造性地运用现代科学技术发展的成果，精心设计，巧妙构思，将是我们要讨论的问题。

2.1.2.1　叶片承受高离心负荷的能力

前面已提到，涡轮进口燃气总温提高对增大发动机单位推力非常有效。当空气流量一定时，设计师要想提高发动机推力，总是追求能选用较高的涡轮前温度。通常，提高涡轮前总温不是人们想不想选用的问题，而是受到材料发展的限制，无法在短期内大幅度提高。我们都知道，材料是制约涡轮发展的关健因素之一。在没有采用气冷叶片之前，涡轮进口温度提高仅仅取决于制造涡轮叶片的高温合金材料的性能和耐高温能力。从20世纪50年代到60年代初，由于材料工程的发展，每年平均大约提高涡轮前温度10℃左右。60年代开始，气冷叶片技术在发动机上成功地得到应用。从此，涡轮进口温度的提高，一方面依靠材料工程的发展，另一方面需要不断发展叶片的冷却技术。

由于气冷叶片的应用,可以降低叶片壁温。因此,在叶片材料允许承受的温度范围内
于冷却效应可以提高燃气温度,目前先进的军用发动机其涡轮进口温度已高达185
1950K。叶片仍采用铸造单晶气冷叶片,因采用这种先进的叶片冷却技术,冷却效果可
400℃甚至更高。

叶片冷却技术的应用虽然能降低叶片壁温,使叶片能承受高速旋转下的应力,然而,
部分冷却空气不参加本级涡轮做功,损失了一部分能量。再加上冷气掺混带来的损失,涡
率将降低,也就是说发动机性能也要作出一定的牺牲。目前涡轮设计的冷气用量尚可接受
合分析冷却的损失还是利大于弊。至少在推重比10一级的发动机还将用气冷叶片。设
们并不满足于冷却技术给叶片带来的好处。目前正在构思采用最新材料工程的成果,选
种既不要冷却,又能承受更高温的复合材料,如利用一种陶瓷基复合材料,用碳纤维增强
-碳复合材料来制造涡轮叶片。这种材料已在宇航飞行器上得到应用,对于航空发动机零
由于工作时间长,工作条件恶劣,材料抗氧化性能有待深入研究,目前,该材料尚处在实验
验阶段。如果复合材料的关键技术得以突破,涡轮叶片的发展将出现一次历史性的飞跃
动机涡轮前温度可望达到碳氢燃料的化学当量热值。再加上这种材料密度低,比强度高,
机构件质量将大幅度减轻,发动机推重比可望达到15~20。以上技术应用也说明,由于
工程及其相关技术的发展,约束涡轮叶片设计的条件将得到很大的改善,与以前相比,人
更充分利用提高涡轮前温度来增大单位推力,改善发动机性能。但仍然受到新的周边部
境条件的限制。

2.1.2.2　叶冠承受弯曲应力的能力

早期轴流式涡轮叶片通常是不带冠的。20世纪60年代开始,带冠涡轮叶片出现并
广泛应用。归纳起来,叶片带冠至少有两点好处:一是改善涡轮性能。涡轮径向间隙在工
程中会有变化,是否能处于最佳位置工作,直接影响涡轮性能。而影响径向间隙的因素很
例如:零件所选材料的线胀系数是否匹配,过渡态转、静子温度瞬变的规律等。在没有经
持时,为了防止过渡态机械磨损,径向间隙往往选择偏大,造成稳态时过大的径向漏气损
带冠后,冠上的篦齿与蜂窝外环之间的间隙可以缩小,并允许蜂窝磨损,从而减少漏气损
再是叶冠阻隔了叶尖盆、背间的潜流发生,改善叶尖流动特性,这些都对提高涡轮效率,改
轮性能有利。二是改变涡轮叶片振动特性。当选用大展弦比叶片设计时,叶冠的存在,相
在叶尖增加了一个支点,或者说增加了一个阻尼面。这将大大改善长叶片的振动特性,这
对于低压涡轮叶片更为重要。

既然叶冠有这些好处,当然人们想采用。关键是叶冠强度受涡轮叶尖切线速度的限制
线速度高,叶冠弯曲应力也相应增大,超过材料的许可,叶片将无法带上叶冠。

为了让叶片能带上叶冠,方案设计时就应综合考虑以下问题:

(1)选择高温性能好的叶片材料;

(2)综合分析对性能影响的利弊选择适当的切线速度;

(3)叶冠应避开高温区;

(4)选择有利于减少叶冠悬臂量的叶栅稠度;

(5)精心设计叶冠形状,减少弯曲应力。

早期涡轮叶片叶冠设计成平行四边形,例如:斯贝发动机涡轮叶片的叶冠。而如今,
是低压涡轮,普遍采用锯齿形叶冠,并增加了装配时叶冠锯齿间的预扭紧度,以改善工作
片的振动。

2.1.2.3　叶片冷却方案的可行性

当今，无论是军用发动机还是民用发动机，也无论是大型发动机还是小型发动机，涡轮前燃气温度都要求涡轮叶片用气冷技术。也就是说，气冷涡轮叶片是当代航空发动机不可缺少的诸多学科的技术精华。随着涡轮进口温度的不断提高，气冷叶片的方案几乎每年都在发展。从 20 世纪 60 年代初简单的直通式小孔对流冷却叶片到如今的回流式对流撞击加气膜复合冷却叶片，气冷叶片结构大同小异，各有特点，结构愈来愈复杂，工艺难度也愈来愈大，可是设计师还在构想更复杂、效率更高的冷却技术及其相应的叶片。有些设想给工程带来很大的难度，几乎难以实现。有的理论上最佳的冷却叶片，受到目前诸多条件的约束，难以在工程上实现。例如：发展了几十年的多孔层板冷却叶片，在目前推重比 10 一级的在研发动机上尚未得到应用，有资料分析认为，在发动机恶劣的工作条件下，气膜小孔过早失效，寿命短，可能是致命的原因。再是为了清除尘粒需要增添辅助设备，影响其在航空发动机上的应用。

据分析，用于叶片的冷气量也不能无限制增加，当增加到一定程度后，冷气损失的能量将抵消了涡轮前温度提高带来的好处，这样大流量气冷叶片便失去了工程应用价值。

2.1.2.4　涡轮出口最大外径限制

前面总体设计要求中已提到这点。涡轮设计师希望尽可能提高涡轮出口流道直径，充分利用切线速度做功，同时环面高度缩小，有利于叶片强度设计。而军用涡喷发动机都要控制发动机最大迎风面积。通常最大直径位置就落在低压涡轮出口与加力扩散器相连接部位。对于涡扇发动机，此处往往是外涵流道最小流通能力的截面，增大涡轮出口外径，势必带来外涵道直径向外增大。这对减少最大迎风面积是不利的，所以涡轮出口外径要受到限制。

2.1.2.5　涡轮出口气流 M_2 数和气流角 α_2

对于加力涡喷、涡扇发动机，由于涡轮出口是加力燃烧室，涡轮出口参数将影响到加力燃烧室工作。其中以涡轮出口气流 M_2 数和气流角 α_2 影响较为突出。总体与部件协调时要加以控制。

M_2 数的大小将影响加力扩散器的流动损失，一般希望 M_2 控制在 0.5 以下。M_2 数大，扩散器流动损失加大。对涡轮本身来讲，M_2 大，则涡轮剩余功率减小，将影响涡轮本身的起动加速性。

涡轮出口气流角 α_2（气流与叶片额线的夹角）一般希望是 90°，即气流轴向排气。但在设计时往往达不到，特别是末级涡轮负荷较大时，α_2 都偏小。这就意味着气流偏离轴向流动，形成打旋的气流进入加力燃烧室，这将增大加力扩散器内的流动损失。通常要求 α_2 大于 85°。当末级涡轮负荷偏大时，为了减轻质量又不想增加级数的情况下，设计师不得不在涡轮出口增加一排整流叶栅，把出口气流角 α_2 扭成轴向。这排叶栅也可以与涡轮出口机匣的支板相结合，融合一体，简化设计。

2.1.2.6　可靠性、维护性、寿命、成本

人们对事物的认识总是在实践中不断深化。以前有种倾向，把飞机、发动机的先进性仅仅注重在性能指标上，而忽视了可靠性、耐久性及全寿命费用。西方有的机种（例如：F100 发动机）投产后问题不少，不得不在投产后再花费巨大资金重新补做可靠性试验，通过大量的试验、修改、调整、提高可靠性，重新赢得用户信任。

我们从分析前苏联和西方发动机研制的指导思想上可以认识到，在和平时期，军队以训练为主，使用方希望得到耐久性好、寿命长、可靠性高、维护性好的飞机和发动机。虽然一次采购成本高些，但省去了经常换发，维修费用，从全寿命费用观点看，对使用方便有利，更节省经

费。

以上这种认识使人们的观念开始转变，明白了既要重视使用性能，又要保证可靠性。甚至把可靠性提到了更高的位置上。我国从20世纪80年代以后，投入大量资金进行建标工作。以航空发动机为例，1987年前后，组织专家编制了国军标GJB241—87《航空涡喷涡扇发动机通用规范》。在新型号研制时，军方进一步要求研制部门按GJB241—87编制型号规范，用型号规范来考核、管理研制工作。为了GJB241—87的贯彻，还要制定诸多相应的专业标准来支持并规范设计、试验、考核工作。从某种意义上来讲，研制工作是在规范的指导限制下有序地进行，从而保证产品使用性、可行性、维护性，提高了产品质量，降低了全寿命费用及成本。

2.2　涡轮方案的基本参数选择

2.2.1　总体与部件间的协调参数

总体设计在热力计算时，负责选择与热力循环有关的参数和各类损失系数。例如：发动机总压比 π_k，涡轮进口（燃烧室出口）温度 T_4 及流道内各种损失系数。总体在选择时，无疑要追求其先进性，同时还要注意与部件间的协调，把需要与可能结合起来，加以确定。有时这样协调需反复进行，有的甚至要经过试验，才能确定一种损失系数。下面是几个重要参数的协调问题。

（1）T_4 温度的协调

T_4 是发动机总体设计选择的重要参数。T_4 温度直接关系到发动机单位推力的大小及先进性。自涡轮喷气发动机出现以来，航空发动机能有如此迅速的发展，其中很重要的原因之一，就是涡轮前温度 T_4 能大幅度提高。由此可见，作为总体设计师当然期待着选择更高的 T_4 温度。

T_4 温度的提高，受到涡轮部件技术发展的限制。T_4 温度的确定，必须得到涡轮设计师的认可，否则，再先进的总体方案也只能是空谈。

从另一方面讲，为了实现发动机总体方案的先进性，T_4 温度必须达到某个水平，这是关系到发动机全局的重要参数。协调时，要求涡轮设计师想尽办法，千方百计来保证。T_4 温度选择应考虑的问题见2.1.1(3)。

这里提出一个问题，当今技术达不到怎么办？唯一的办法是提前开展预先研究。国外经验证明：开展高温涡轮、高负荷涡轮预研；开展各种先进气冷叶片预研；开展多种高温合金预研乃至当今的金属基复合材料和陶瓷基复合材料预研，都是为提高 T_4 温度准备了技术储备。我国也不例外，从20世纪60年代开始，前、后也开展了气冷叶片及工艺的预研，跨声速涡轮叶栅及高负荷涡轮级的预研，为当前的研制工作打下了一定的基础。国外有些先进技术，通过我们的消化吸收，对研制工作有所帮助。但是，有些关键诀窍，不通过自己研究，不直接尝试，反复实践，是达不到那种运用自如的境界，也是搞不好产品的。预研要执行技术推动、型号牵引的原则，有针对性、先进性。一个好的涡轮设计师，不仅要做好当前的技术工作，而且要有下一步甚至更长远的设想，要规划好，最好能亲自参加某些项目的预研工作。让我们的设计队伍有不断提高的后劲，设计技术有发展潜力。有自己的经验积累，这与接受别人的经验是有本质差别的，光有书本知识，不积累自己的经验，是做不好设计师工作的。

（2）涡轮效率 η_{Tt} 的协调

上节分析中谈到涡轮效率 η_{Tt} 是个综合性的指标，它是各种损失量的综合表达。从工作上讲，效率高低，反映了设计师的经验，水平和综合能力。总体设计希望各部件都有高的效率。部件设计师要实事求是地应答，在工作上要积极采取各种措施，包括性能设计、结构设计、热分析、材料的运用等，千方百计保证部件高效率来满足总体要求。但如果不实事求是，虚报效率，其结果造成发动机调试时功率不足、涡轮超温，试车无法进行。因此，在方案设计时，总体与部件一定要协调好。

涡轮设计师开始总是利用前人的经验，包括前人总结的经验公式、数据曲线，用它来分析各自条件下能达到的最佳效率或选取各部件损失系数。具体分析方法可参见 3.5 涡轮中的损失计算。这些方法也不是一次就能把效率调到位，有的要经过反复迭代。对于涡轮效率，设计时不仅要考虑设计点效率高，而且希望在设计点附近有平缓的高效率涡轮特性。

如果涡轮设计师能将经过试验的涡轮效率及特性提供给总体设计师，那是最好的。这就要求开展预研。我国只在 20 世纪 70～80 年代进行过模型涡轮的试验研究。目前大负荷、全尺寸涡轮试验，受国内设备能力限制，尚未开展。

涡轮效率的协调不能限于只满足总体要求，更重要是通过工作不断提高效率。气动设计师应用三维流动分析，最佳叶型设计，结构设计师也要精心设计，特别是热端部件众多的间隙设计，应该说我们的经验还不足，或者说还没有经验。例如：过渡态转、静子间隙如何变化，我们心中无数。国外有的公司已经能在试车时测试过渡态转、静子间隙变化的数值及过程显示，我国尚无此项技术。如果我们也能通过试车测试间隙的变化规律，我们也可在结构上、材料匹配上、零件温度控制上采取措施，并通过试车调整，保证全过程间隙最佳变化，并获得总体协调的最佳效率。

(3) 涡轮转速及转向协调

总体进行热力计算时一般不涉及转子的转速与转向。转速与转向通常由压气机和涡轮之间进行协调。由于压气机是一个扩压流动，气体容易分离，不稳定，公认设计难度较大，所以一般转速都由压气机先提出。压气机一般只要强度允许，都希望有较高的转速以获得高的切线速度，提高做功能力。涡轮主要受高温的约束，转速受到限制，只要强度允许，都可满足压气机的需要。如果强度不允许，只好由压气机折衷考虑，也作些让步，适当地降低转速，直到双方满意。

关于转子转向，一般考虑本设计集团的继承性，试验设备能力等。顺时针或逆时针旋转对于压气机和涡轮的性能设计均无影响。近代先进的发动机设计，有的采用高、低压转子反向旋转。据资料介绍，高、低压转子反向旋转的优点有：一是机动飞行时可减小发动机转子的陀螺力矩；二是若采用轴间轴承，可降低轴承保持架转速，提高保持架寿命；三是可以减少低压涡轮 1 级导向叶片弯度，从而减少叶片损失，有利于提高涡轮效率。有的甚至可省去导叶，简化结构，减轻质量。当然也应指出反转会带来一些新问题。特别是反转带来高、低压相对转速较高，造成轴间轴承滚子转速极高，其后果应在轴承设计时充分考虑。反转给高、低压轴之间封严也带来困难，接触式封严难以使用，用非接触式封严，漏气量大。必须探索新的封严措施。

国外对于小发动机及近代先进部件组成的发动机，由于支点之间跨度小，其轴承分别安装在前、后承力机匣上，不设轴间轴承，因此，高、低压反转设计容易实现，对于设置轴间轴承的大型发动机，高、低压反转，国外专家也承认难度较大，如果没有充分的试验支持，应属于高风险设计，要慎重采用。

转速、转向虽然与总体性能关系不大，但与总体结构、支点布局、承力系统等有关，在总体

方案中应加以考虑，直到有部件技术支持，需要与部件协调。

2.2.2　涡轮参数及级间参数

在2.1.1中，总体对涡轮部件设计给出了要求。经过协调涡轮部件同意接受这些基本参数。其中包括涡轮进口总温 T_{t4}、总压 P_{t4}、燃气流量 W_g、涡轮功率 P_T 或有效功 L_T、转速 n 及子午面涡轮流道尺寸等。但这些条件还不足以进行涡轮部件的气动计算。

在涡轮设计时，还要由涡轮设计师自行选择一些涡轮部件参数或参数的组合。所涉及到的涡轮参数和级间参数为：

状态参数	T_{t4}, P_{t4}
相似参数	$g_4\sqrt{T_{t4}}/P_{t4}, n/\sqrt{T_{t4}}$
级 参 数	$\pi_T, \eta_{Tt}, L_T/T_t, G_g, n$
级定性参数	$\overline{H}_T, \rho, C_a/u$
损失系数	Φ, Ψ, δ_{RK}
速　　度	$M_{c1}, M_{c2}, M_{w1}, M_{w2}, M_a$
角　　度	$\alpha_1, \alpha_2, \beta_1, \beta_2$
综合参数	σ_p, A_n^2

其中，有的总体已给定。相似参数在7.1.2中叙述。损失系数在3.5中叙述。

通常涡轮级是由一排静子和一排转子构成。依据压气机功率的需求，涡轮可以设计成单级或多级。涡轮内部气流流动是个极其复杂的三维流动，描述它流动的方程也相当复杂。方案设计时一般要先做些假设，通常假设气流绝热即气流在涡轮中与外界无热交换；定常流动即气流流动不随时间而变化，即 $\partial/\partial t=0$，轴对称即 $\partial/\partial\theta=0$。从而简化计算方程式。先取平均半径参数进行一维方案计算，初步确定级参数，然后再做二维的 S_2 反问题计算，进一步确定级参数，直到满意。

涡轮通道内的流动特性由气流速度及方向来确定，通常用绕叶栅的气流速度向量图来表示，即众所周知的速度三角形。见图2-1。

其中速度的向量关系为：$\vec{u}$ 与转子旋转方向一致，$\vec{C}_{1a}$，$\vec{C}_{2a}$沿发动机轴向由前向后流动。

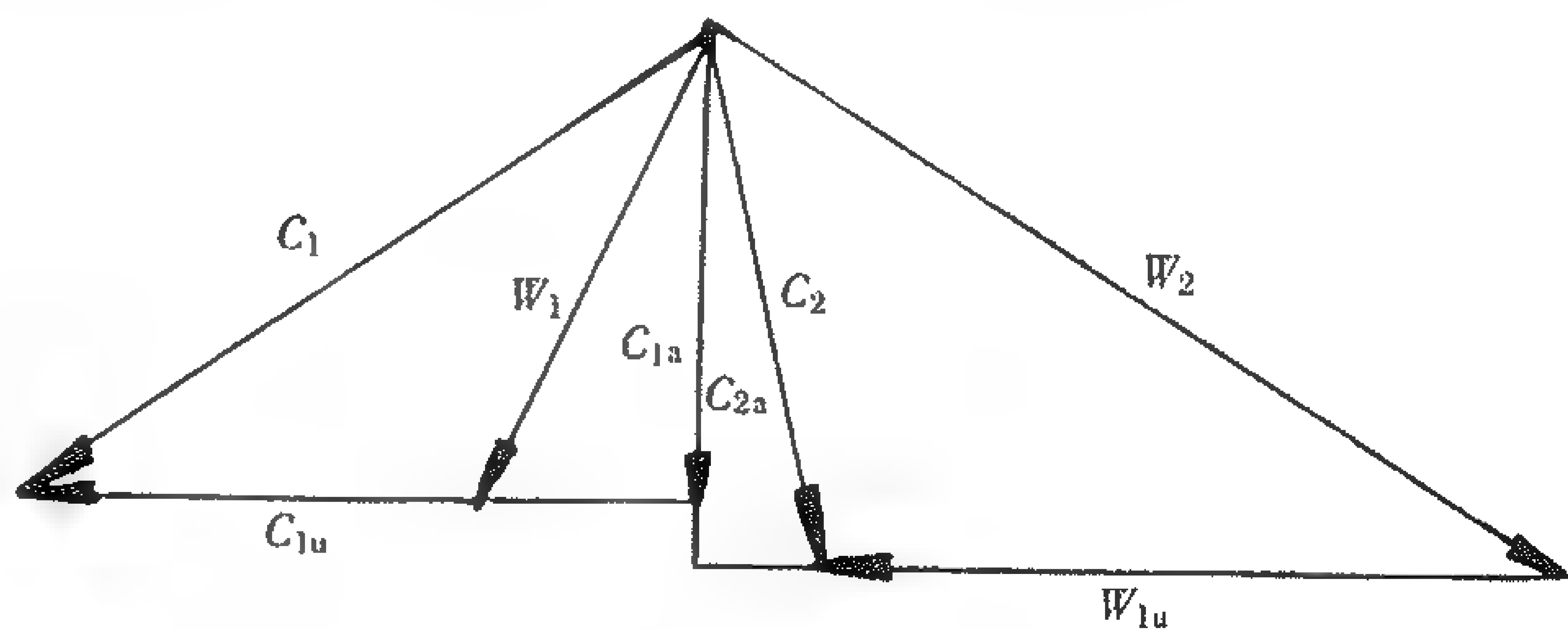


图2-1　速度三角形

$$\vec{C}_1 = \vec{W}_1 + \vec{u}_1$$
$$\vec{C}_2 = \vec{W}_2 + \vec{u}_2$$

其速度（或无量纲 M 数）之间的代数值关系，则完全遵循三角函数关系，可进行数值计算。

设计师在利用总体下达参数的同时，利用自己的经验，选择一些涡轮级的定性参数，才可以确定速度三角形各参数。利用三角形参数进行叶片造型，以叶型来保证气流流动特性。同时保障涡轮的膨胀比、有效功和级效率。

对于定性参数，不同的设计集团都有自己的经验和习惯用法。这里先按通常习惯，也是资

料上经常引用的参数列举如下：

（1）载荷系数 μ

$$\mu = \frac{L_u}{u^2}$$

或

$$\mu = \frac{(C_{1u} + C_{2u})}{u}$$

载荷系数定义为涡轮轮缘功与该半径上的切线速度平方之比。当涡轮有效功 L_T 确定后，轮缘功 $L_u = L_T/\delta_{RK}$，δ_{RK}为径向间隙损失系数。载荷系数是衡量涡轮负荷大小，反映在 M 数及叶片转折角的大小上。载荷系数 μ 过大，对涡轮效率不利，在恰当的 C_a/u 的配合下，μ 小对涡轮效率有利，但负荷轻，级数多，对涡轮尺寸质量不利。一般负荷的亚声速涡轮，级的载荷系数 μ 控制在1.7左右，对涡轮效率较有利。表2－1给出了典型机种涡轮级间参数比较。

表2－1 级间参数比较

型号 \ 参数	级	μ_{BT}	Ω	C_{1a}/u_1	M_{c2}	α_2	A_n^2
WP6	Ⅰ	2.34 2.38	0.350 0.358	0.640 0.874	0.390 0.536	78°53′ 85°24′	18.6×10^6 23.6×10^6
WP7	Ⅰ Ⅱ	2.385 2.57	0.333 0.385	0.630 0.747	0.392 0.501	80°32′ 86°02′	25.9×10^6 35.9×10^6
WS6	Ⅰ Ⅱ Ⅲ Ⅳ	2.11 1.93 3.54 2.55	0.296 0.333 0.364 0.384	0.588 0.623 0.936 0.965	0.311 0.335 0.424 0.406	72°02′ 82°34′ 61°40′ 82°10′	14.6×10^6 21.9×10^6 13.9×10^6 16.4×10^6
J57	Ⅰ Ⅱ Ⅲ	2.97 3.10 3.12	0.353 0.222 0.348	0.814 1.765 1.626	0.608 0.657 0.726	65°45′ 70°48′ 77°25′	13.1×10^6 7.78×10^6 10.4×10^6
J227	Ⅰ	2.39	0.42	0.461	0.580	59°24′	25.4×10^6

在切线速度u不能改变的条件下，载荷系数过大，只能调整多级涡轮各级间功的分配或增加级数，在多级涡轮设计时，考虑热能恢复效应，一般希望前面级比后面级多分配些功，这对整台涡轮效率是有利的。

近十几年来，随着涡轮前温度 T_{t4}和总压 P_{t4}的提高，涡轮单级膨胀比可高达3.5～4。这时涡轮叶栅出现跨声速流动，叶栅出口 M_{c1}，M_{w2}都可高达1.1～1.3，单级焓降高达502.32J。而这类高负荷级的载荷系数与常规涡轮相当，但在叶型的设计，减少损失的措施，流场计算方法上，都要有新的技术来支持。

（2）反力度 Ω

$$\Omega = \frac{L_k}{L_{CT}}$$

能量反力度的含义是涡轮转子的膨胀功占整级膨胀功的比例。依据反力度的选择，可确定涡轮导叶和转子之间的压降分配。但能量反力度的概念与速度三角形参数之间的关系不直接。因此，人们又引出一个速比参数，定义为运动反力度 Ω_k。

$$\Omega_k = 1 - \frac{C_{1u} + C_{2u}}{2u}$$

严格讲，Ω 与 Ω_k 在数值上是不相等的。但在某些假设条件下，相差甚少，通常人们在计算分析时，往往把此值视为相等来处理。因此，在速度三角形计算时，可直接引用能量反力度 Ω 的数值。

反力度是涡轮设计需要选择的另一个基本参数。在我们应用的设计体系中，设计者常常分配导向器和工作轮之间的压降来进行计算。反力度在涡轮级参数计算时获得，人们通过检查反力度来评定导向器与工作轮之间压降选择是否合理，见表2-1。

当反力度 $\Omega=0$ 时，该涡轮称为冲击式涡轮。气流膨胀全部在导向器中进行，膨胀后的气流以极高的速度冲击工作轮做功，完成能量转换。这种涡轮在大、中型航空发动机上通常是不采用的。

当反力度 $\Omega>0$ 时，该涡轮称为反力式涡轮。对于这类涡轮，往往在动叶根部出现较大的气流转折角，出现负反力度。因此，设计者要求该处反力度 $\Omega>0$，而不能 $\Omega\leqslant0$。因为负反力度意味着根部出现扩散流动，导致附面层增厚分离，损失增大，效率降低。对于末级长叶片，扭向常常要采用中间规律设计，从而保证根部反力度。在采用控制环量的流动设计时，用控制根部环量来保证根部不出现负反力度。

以上两种参数是涡轮设计者较熟悉和关心的参数，也是涡轮设计中必须选择或认可的重要参数。

(3) 轴向速比系数 K_a 及流量系数 $\overline{C}_a$

$$K_a = \frac{C_{1a}}{C_{2a}}$$

$$\overline{C}_a = \frac{C_a}{u}$$

从连续方程 $C_a = W_g/\rho\cdot A$ 可知，C_a 的变化在一定条件下反应了子午面流通面积 A 和密度 ρ 的变化。在子午面里通道的设计时，不希望轴向速度有太大的变化。我们近似认为 $C_{1a}=C_{2a}$，在此条件下 $K_a=1$。同时引出轴向速度 C_a 与切向速度 u 之比，$\overline{C}_a=C_a/u$，$\overline{C}_a$ 在反映速度三角形形状及各参数做功能力上有一定的含义。当 $\overline{C}_a=C_a/u$ 偏大时，反映了 $C_a\gg u$，此时说明速度三角形瘦高，切向分速 C_{1u}偏小，做功能力差，相比之下，轴向分速偏大。当 $\overline{C}_a=C_a/u$ 偏小时，即 $C_a\ll u$，此时速度三角形矮宽，切向分速 C_{1u}较大，叶片弯度大，做功能力强。

有的设计集团在统计了大量试验结果的基础上，总结分析了涡轮效率与级参数关系的经验曲线，例如：有的文献介绍的载荷图(见图2-2，图2-3)即 $\eta_{Tt}=f(\overline{H}, C_a/u)$ 在亚声速涡轮设计时有一定参考价值。

(4) 速比系数 u/C_1，u/C_a，u/C_a^*

这些系数其本质与载荷系数 $\overline{H}$ 的倒数含义相类似，由于使用不方便，各人习惯不同，因此，有的文献引用，有的就不用。

(5) 涡轮出口马赫数 M_{2a}，M_{c2}

M_{2a}的值关系到涡轮出口面积，决定了出口级叶片强度是否允许，影响到涡轮后加力扩散器的损失大小，流动特性以及涡轮储备功率的大小。最好是 $M_{2a}=M_{c2}$，即 $\alpha_2=90°$，一般 M_{c2} 不大于0.5，α_2 大于等于85°。这样对加力燃烧室设计有利。因此，M_{2a}，M_{c2}，α_2，也可作为选择的涡轮定性参数。若选择了其他定性参数设计，则可检查 M_{2a}，M_{c2}，α_2 是否在合理的参数

范围内。

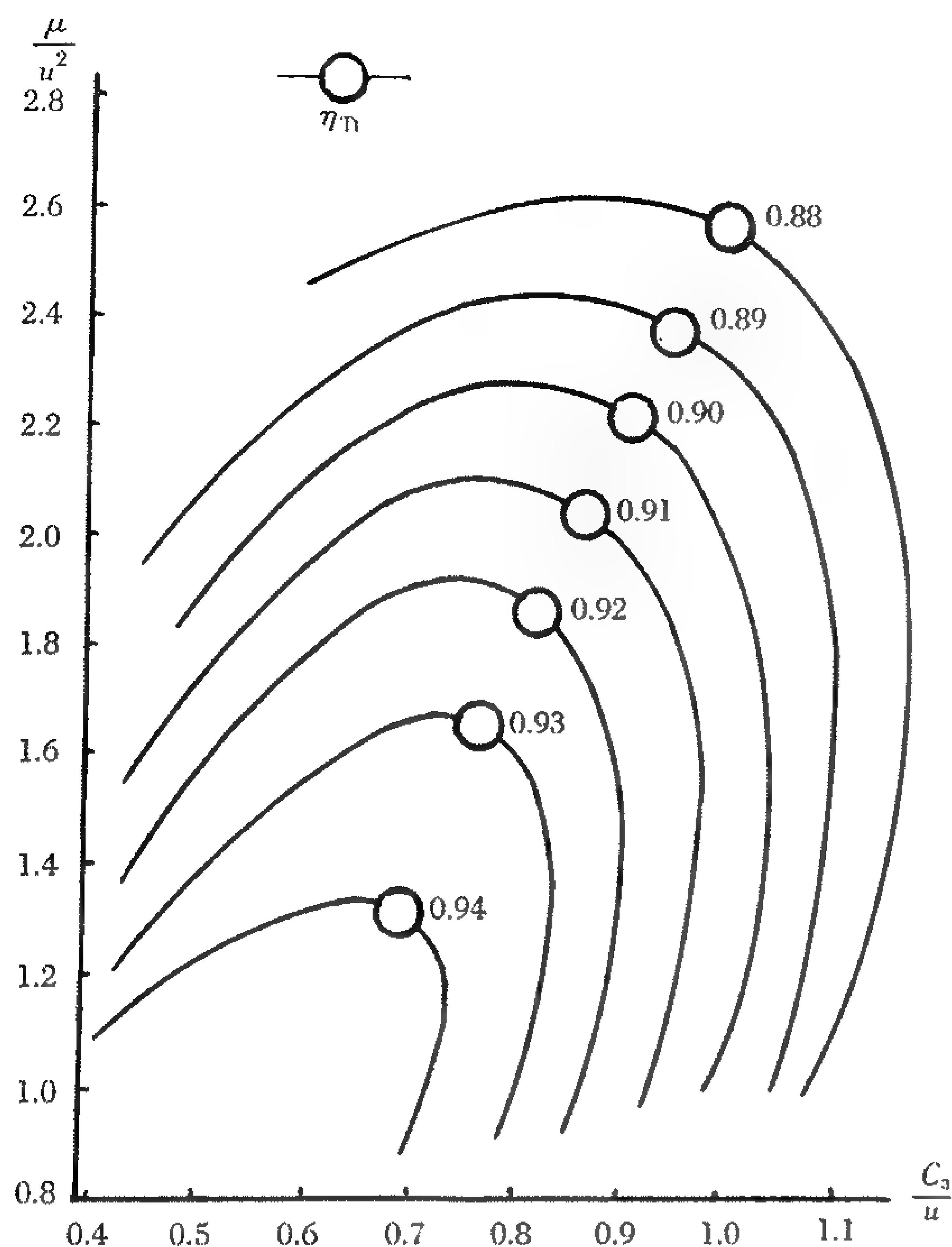


图 2－2　涡轮级载荷图

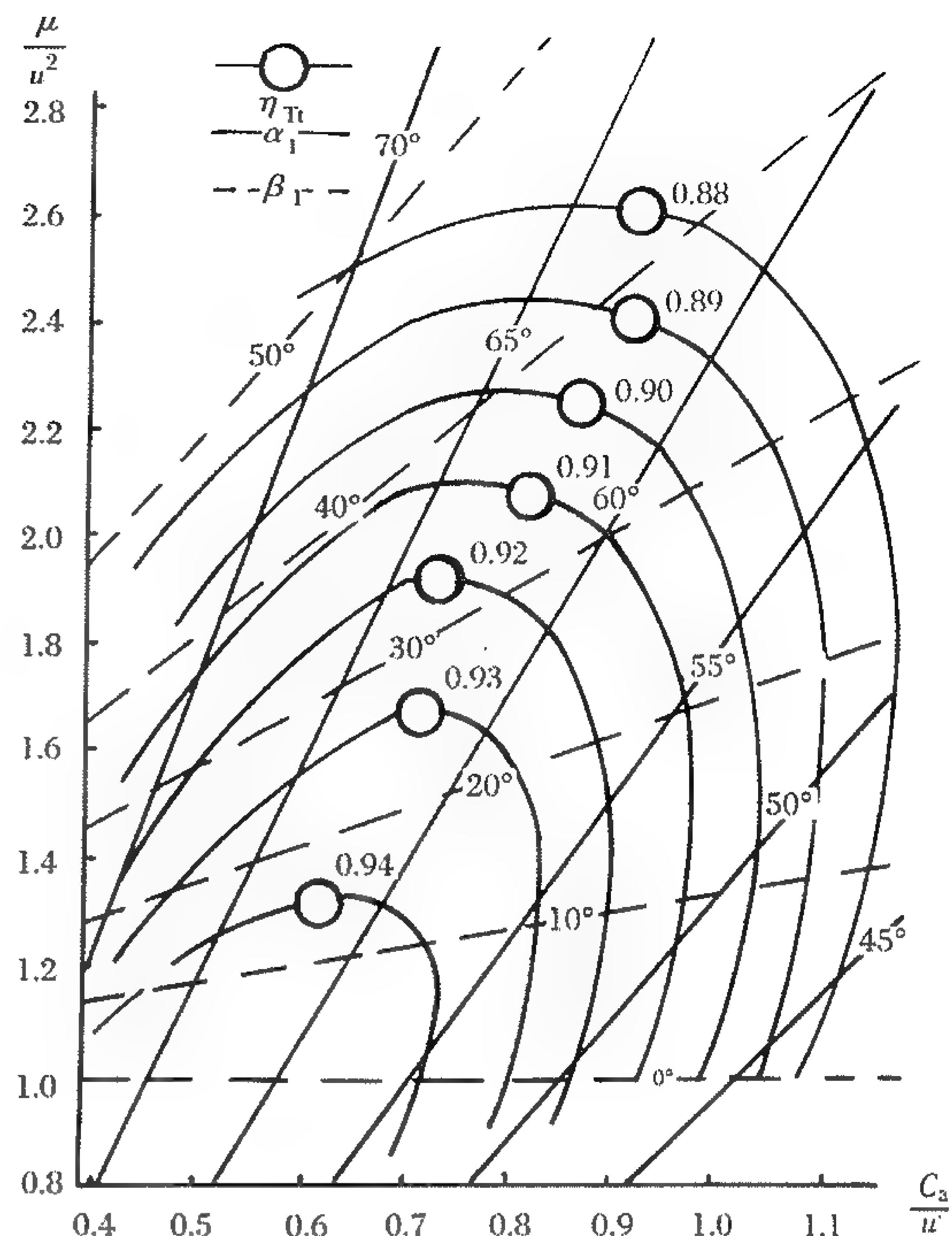


图 2－3　涡轮级载荷图

(6) 气流角 $\alpha_1,\alpha_2,\beta_1,\beta_2$

有特殊要求时也可选择这些角度为定性参数，例如：对已有涡轮验算的正问题必须保证气流角符合叶片构造角的关系式。一般反问题设计都是在计算后检查是否在合适的参数范围内。

(7) 综合参数 σ_p, A_n^2

通常在方案设计时要对叶片根部拉伸应力 σ_p 进行估算。

$$\sigma_p = \frac{1}{2}\rho u^2(1 - \overline{d}^2)$$

或

$$\sigma_p = 2K_\phi \pi \rho n^2 A$$

式中：ρ——材料密度；

u——圆周速度；

$\overline{d}$——轮毂比；

n——转速；

A——通道环形面积；

K_ϕ——叶型面积变化形状系数。

从上式可知，当 K_ϕ 一定时，σ_p 正比于 An^2 值。从20世纪80年代以来，有些研究报告以比较 An^2 的值的变化来评估叶片的强度设计。An^2 值实际含义是反映了离心力的大小。σ_p 是反映离心力引起的拉伸应力，一般 σ_p 仅占叶片总应力的70%～80%。σ_p 与 An^2 都是评估叶片强度设计是否合理的综合参数。

以上列出了若干种涡轮定性参数。通常在总体下达参数基础上人们只要再选择4种有因次或无因次的定性参数，便可计算出速度三角形的全部参数，并完成涡轮级的方案设计。例如：有的设计者选择 μ，Ω，α_1，M_{c2}或其他相关参数，具体视各设计集团的习惯而定。其中重要的是载荷系数 μ 合理，反力度 Ω 及其沿叶高的变化较佳。这样才能保证有高的涡轮效率。

我们在进行一维方案设计时，参数选择过程大致如下：

首先认定总体下达的 P_{s4}，T_{s4}，G_g，n，P_T 及有关通道尺寸。分析上述参数可确定选用单级涡轮还是多级涡轮。对亚声速涡轮，一般每级焓降取209.3～334.88J，末级可小些。如果选用多级涡轮则要确定功的分配。此时，涡轮功 L_u 可求出。再加上流道直径 D 及转速 n 已确定，各直径处速度 u 便可求得。$\mu = L_u/u^2$，即 μ 也确定。检查 μ 是否合理。

第二步，在各级设计时，选择导向器压降 P_{s4}/P_{s1} 及工作轮压降 P_{s1}/P_{s2}，确保涡轮功 L_u 的实现，同时也意味着反力度 Ω 已确定。在选择压降的同时，运用经验公式计算或直接选择叶栅速度系数 ψ，φ 便可求出速度 C_1 和 W_2。

第三步利用导向器出口和工作轮出口处的几何尺寸、涡轮燃气流量以及该处的状态参数，运用连续方程可求出 C_{1a}和 C_{2a}。至此，速度三角形各参数全部确定。进一步可计算出涡轮级的总膨胀比 π_T，效率 η_{Tt}及总功率 P_T。

在完成一维方案设计计算后，涡轮主要参数都有了量的概念。这时要凭借各设计集团的实践经验，积累的试验数据来综合分析方案的优劣。如果有某些参数选择不当，导致涡轮效率不佳，或叶型设计困难，或参数沿径向分布不合要求等，我们可重新调整某些定性参数或微调流道内部尺寸，重新计算，直到比较满意为止。

过去用手工计算，要选择沿叶高的扭向规律完成扭向设计，检查参数沿叶高的合理性。扭向规律可选为等环量 $C_{1u}r$ = 常数，或等 α_1 设计，即沿叶高 α_1 = 常数，或中间规律，即 $C_{1u}r^m$ = 常数。

随着计算机普及应用，手工计算方法基本不采用，一维方案计算基本合理后便可进行二维可控涡 S_2 流场计算，经过反复调整，直到方案设计满意。

2.3 气动方案设计

2.3.1 设计方法

在得到发动机总体给出的涡轮部件的诸项设计要求后，涡轮气动设计师首先要进行满足上述要求的气动方案设计，即确定涡轮的热态流程流道，各转子的级数和各级做功量的分配等，这些参数的确定一方面是由总体参数的要求和设计者的设计经验为参考依据而确定，另一方面就要进行必要的方案计算。在20世纪70年代末期，由于计算机硬件条件的限制，只能采用反复给定气流通道，并按照一维管流理论进行平均半径处气流参数的计算，然后采用简单径向平衡方程，给定沿叶高气动参数分布规律，得到涡轮沿叶高气动参数分布，以此反复进行涡轮气动方案的设计计算，最后依据设计者的经验，在众多方案中选出较佳方案。随着计算机

软、硬件的发展，涡轮气动方案计算的方法也在不断的发展和提高，目前已较为普遍地应用三维流动理论于涡轮级的气动设计，但其计算仍是在预先确定了合理的流程流道尺寸、涡轮转速和合理的平均直径处的气动参数的基础上进行的。这些参数的确定目前通常采用两种设计计算方法，一种是涡轮级参数的一维优化设计计算方法，另一种是一维多方案设计计算方法。

2.3.2　涡轮级参数的一维优化设计计算方法

涡轮级参数一维优化是以数学规划等理论为基础，以计算数学中的各种计算方法为手段，以电子计算机为工具，对特定的目标寻求最优设计参数的方法。以往常用的涡轮级参数优化计算方法都有其局限性（见表 2－2）。

表 2－2　涡轮级参数优化方法比较

方法	涡轮参数优化计算方法	方　法　比　较
1	根据大量的涡轮级在涡轮试验器上得到的实验结果，并考虑到涡轮级效率的变化趋势绘制出所谓通用的“载荷图”，给出了涡轮级参数与效率相互影响的一般关系式	由于反力度、动叶进出口的轴向速度之比值以及叶片的展弦比等参数，对涡轮效率和其他参数有显著影响，对任何一个涡轮级，使用同一张载荷图是不合理的（见图 2－2）
2	在方法 1 的基础上将反力度 $\Omega=0.5, u_1=u_2, C_{1a}=C_{2a}$时的气流角度线强加在方法 1 的“载荷图”上	同方法 1，在 3 个假定条件下所做出的载荷图，不能适用于其他涡轮级（见图 2－3）
3	从基元级最佳效率出发，导出了给定 u/C_0 和 $\overline{C}_a$ 值下的最佳轮缘效率及其对应的反力度和绝对气流角的关系式	但没有给出相对气流角的关系，不能迅速获得对应的气流速度三角形的参数，使用不便。更主要的是采用的速度损失系数关系式仅考虑了气流转折角
4	在方法 3 的基础上，导出了考虑涡轮主要气动参数影响的轮缘效率 η_u 和动力效率 η_T 的关系式	仅在 $C_{2u}=0$（即轴向出气）的情况下，导出轮缘效率和动力效率，其实用范围受到限制。因多数涡轮级，尤其是高负荷大折转角的涡轮远非轴向出气。所采用的损失模型过于简单

对上述 4 种方法进行分析比较后，本文将介绍在上述方法的基础上，采用一维流动分析的方法，考虑涡轮设计的诸多约束条件，导出了 $C_{2u}\neq 0$ 情况下的 η_u 和 η_{T_t}两种效率关系式，所得出的关系式考虑了涡轮主要参数的影响和随状态变化损失的影响。利用导出的关系式可以从工程设计应用出发，采用较好的损失关系式即可完成“全地貌”涡轮级气动参数优化计算，也可应用数值计算方法中的精化网格法为计算手段，根据导出的涡轮级效率关系式，以级效率为目标函数，给定效率关系式中的 5 个独立自变量为取值约束条件（即载荷系数 μ、运动反力度 Ω、流量系数 $\overline{C}_{2a}=C_{2a}/u_1$、轴向速比 C_{2a}/C_{1a}和动叶中进出口直径比 $\overline{D}_{2m}=D_{2m}/D_{1m}$），以及受发动机总体和涡轮叶片应力限制的若干个不等式约束条件，自动获得在给定诸约束条件下的涡轮级参数的最优解，即自动获得在给定约束条件下级效率为最高的涡轮级参数，包括流程流道的几何尺寸和中径处的气动参数。优化计算过程中，叶列的叶型损失和二次流损失按给定的损失模型迭代计算确定。优化计算的流程流道模型见图 2－4。

涡轮级参数的一维优化设计计算，是在解析计算方法求解“载荷图”的基础上，引用精化网格法发展而成的。该方法可在给定涡轮级的初始条件后，在以级效率为目标函数的5个自变量的较大范围内进行搜索计算。多维函数的搜索方法种类较多，精化网格法不仅简单适用，而且能适应各种目标函数，既可求得全局最优解，也可求得给定自变量范围内的最优解，还可将5个自变量分别取为某一个常数值进行计算，以分析其各自对涡轮级效率的影响。

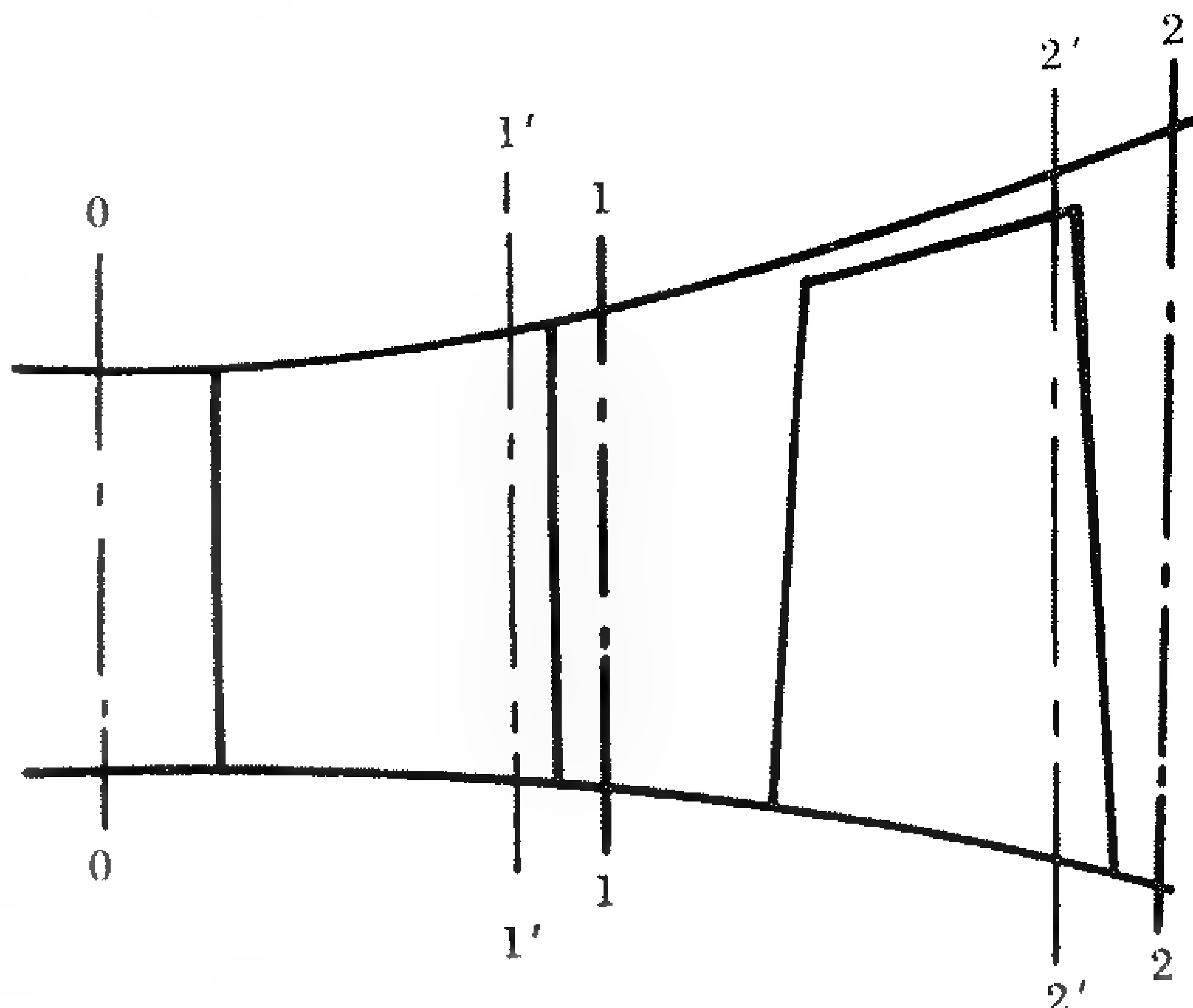


图2-4　涡轮级流程流道及计算截面位置图

涡轮级的优化问题，除了与设计变量有关的取值约束和等式约束外，它还受到发动机总体对涡轮部件的限制以及涡轮材料机械性能的限制（如涡轮的最大外径 D_{2t}，级的出口气流 α_2，动叶的应力 σ 等），每个限制就是一个不等式约束条件。进行优化设计计算时，设计者根据设计任务的要求和特点来给定等式约束的个数和内容（等式约束的个数应少于设计变的个数）、不等式约束和网格节点数（开始计算可将约束范围加大，网格节点数减少，待已有步结果后再向最优区域逼近，网格加密）来进行计算，其所求的极值便是在给定的全部约束件下的最优解。该计算方法可以编制成计算机程序进行求解，程序流程见图2-5。

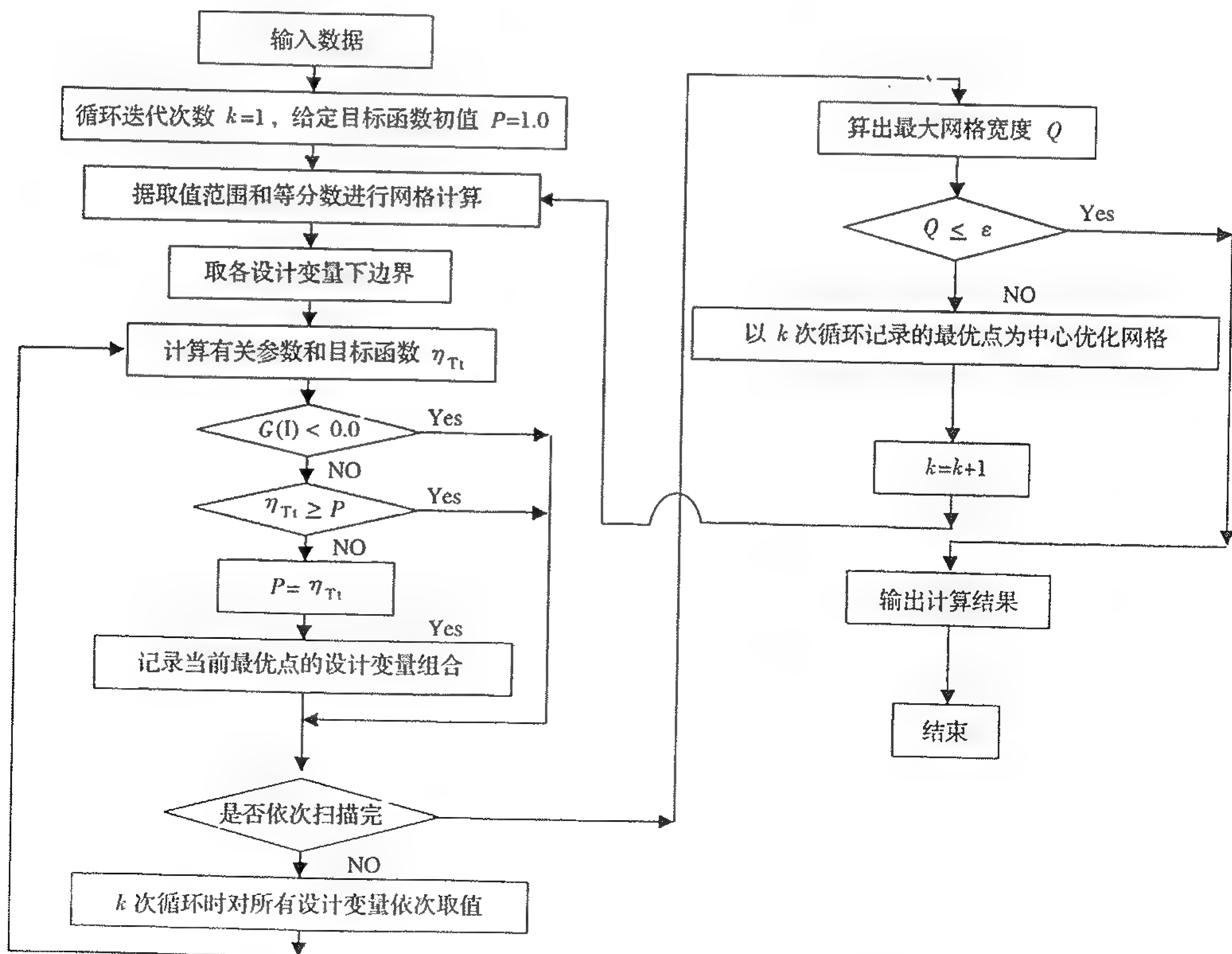


图2-5　涡轮级参数一维优化计算程序流程图

2.3.2.1　优化设计计算的主要关系式

文中用到速度三角形参数的符号和定义，见图 2－6。各关系式特征截面位置，见图 2－4 中 1—1 和 2—2。

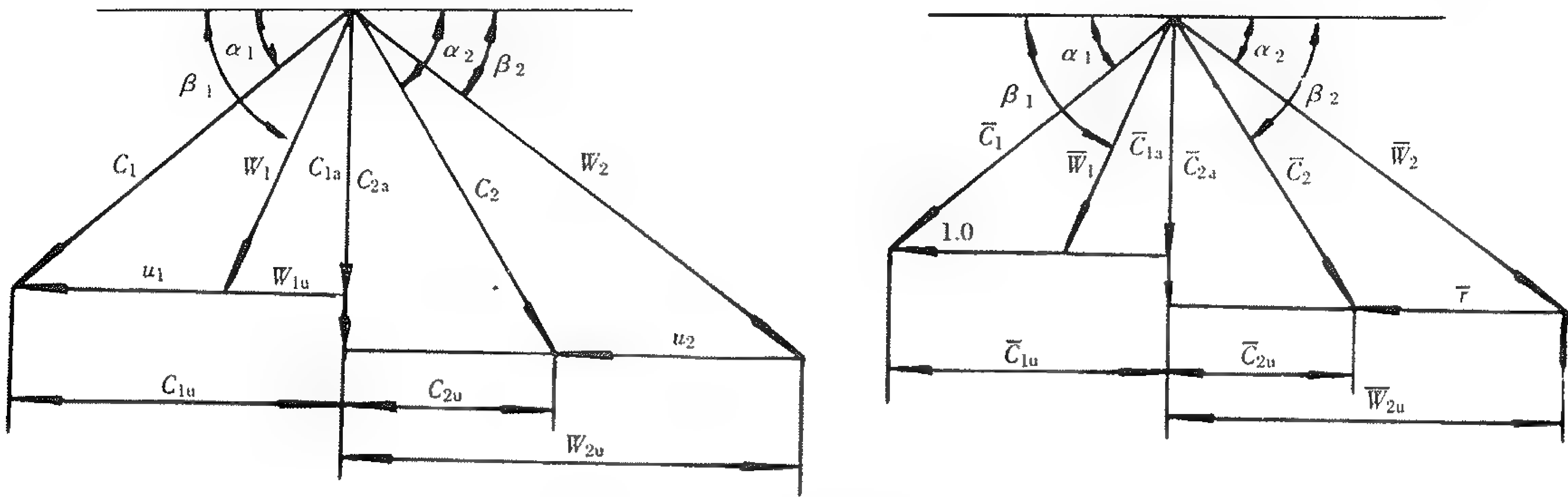


图 2－6　涡轮级速度三角形

(1) 级效率关系式

涡轮级的效率为：

$$\eta_{Tt}=\frac{2\mu\eta_\delta}{\begin{aligned}&\overline{C}_{2a}^2\left[\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)+\left(\frac{C_{1a}}{C_{2a}}\right)^2\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)\right]+\frac{\mu^2}{4}\left(\frac{1}{\varphi^2}+\frac{1}{\psi^2}-2\right)+\\&\mu\left\{(1-\Omega)\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)+[\overline{D}_{2m}-(1-\Omega)]\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)+2\right\}+\\&[\overline{D}_{2m}-(1-\Omega)]^2+\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)+(1-\Omega)^2\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)\end{aligned}} \tag{2-1}$$

式中：$\overline{C}_{2a}=C_{2a}/u_1$——流量系数；

u_1——动叶进口的圆周速度，m/s；

φ 和 ψ——分别为导、动叶叶列速度损失系数；

η_δ——动叶叶尖漏气损失效率。

对于陆用或舰船用的末级涡轮其余速应计为损失，此时应采用动力效率：

$$\eta_{T}=\frac{2\mu\eta_\delta}{\begin{aligned}&\overline{C}_{2a}^2\left[\frac{1}{\psi^2}+\left(\frac{C_{1a}}{C_{2a}}\right)^2\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)\right]+\frac{\mu^2}{4}\left(\frac{1}{\varphi^2}+\frac{1}{\psi^2}-1\right)+\\&\mu\left\{\overline{D}_{2m}\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)-(1-\Omega)\frac{1}{\psi^2}+(1-\Omega)\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)+2\right\}+\\&[\overline{D}_{2m}^2-2(1-\Omega)\overline{D}_{2m}]\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)+(1-\Omega)^2\left(\frac{1}{\psi^2}+\frac{1}{\varphi^2}-1\right)\end{aligned}} \tag{2-2}$$

当级的出口为轴向出气(即 $\alpha_2 = 90°, C_{2u} = 0$)时,上式变为:

$$\eta_T = \frac{2\mu\eta_\delta}{\overline{C}_{2a}^2\left[\frac{1}{\psi^2} + \left(\frac{C_{1a}}{C_{2a}}\right)^2\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)\right] + 2\mu + \mu^2\left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right) + \overline{D}_{2m}^2\left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right)} \quad (2-$$

(2) 气流角关系式

根据图 2-6 所示的速度三角形关系,并注意到:

$$\overline{C}_{1u} = \frac{\mu}{2} + (1 - \Omega) \quad (2-$$

$$\overline{C}_{2u} = \frac{\mu}{2} - (1 - \Omega) \quad (2-$$

则可得各气流角关系为:

$$\alpha_1 = \mathrm{arctg}\frac{\overline{C}_{2a}\left(\frac{C_{1a}}{C_{2a}}\right)}{\frac{\mu}{2} + (1 - \Omega)} \quad (2-$$

$$\alpha_2 = \mathrm{arctg}\frac{\overline{C}_{2a}}{\frac{\mu}{2} - (1 - \Omega)} \quad (2-$$

$$\beta_1 = \mathrm{arctg}\frac{\overline{C}_{2a}\left(\frac{C_{1a}}{C_{2a}}\right)}{\frac{\mu}{2} - \Omega} \quad (2-$$

$$\beta_2 = \mathrm{arctg}\frac{\overline{C}_{2a}}{\frac{\mu}{2} - (1 - \Omega) + \overline{D}_{2m}} \quad (2-$$

式中: α_1——导叶出口气流角,(°);

α_2——动叶出口绝对气流角,(°);

β_1 和 β_2——分别为动叶进出口相对气流角,(°)。

(3) 叶列损失系数关系式

级效率关系式中包含导叶叶列和动叶叶列的速度损失系数 φ 和 ψ,它们按下式计算:

$$\varphi(\text{或 } \psi) = \sqrt{1 - (\xi_p + \xi_s)} \quad (2-1$$

式中,叶型能量损失系数

$$\xi_p = \frac{0.003}{\left(0.09\frac{K_{p1}}{\sin\beta_2} + 0.46\right)(K_{p2} - \sin\beta_2) + 0.085} + 0.017 \quad (2-1$$

式中: 当 $\beta_1 + \beta_1 < 90°$ 时,

$K_{p1}=\sin\beta_1\sin(\beta_1+\beta_2)$，$K_{p2}=\sin\beta_1$；

当$(\beta_1+\beta_2)\geq 90°$且$\beta_1\leq 90°$时，

$$K_{p1}=\frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1+\beta_2)},\ K_{p2}=\sin\beta_1;$$

当 $\beta_1>90°$时，

$$K_{p1}=\frac{1}{\sin\beta_1\sin(\beta_1+\beta_2)},\ K_{p2}=\frac{1}{\sin\beta_1}。$$

而二次流引起的能量损失系数为：

$$\xi_s=0.0474\frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1}\left[\frac{\mathrm{ctg}\beta_1+\mathrm{ctg}\beta_2}{\left(\frac{h}{b}\right)_2}\right]K_s+0.0118 \tag{2-12}$$

式中：$(h/b)_2$——为动叶展弦比。

当$(h/b)_2\geq 2$时，$K_s=1.0$；

当$(h/b)_2<2$时，$K_s=1.0-0.25\sqrt{2-\left(\frac{h}{b}\right)_2}$。

此外，当 $\beta_1>90°$时，应以 $\sin\beta_2\sin\beta_1$ 代替式中的 $\sin\beta_2/\sin\beta_1$ 项。对于导叶叶列应以导叶进出口绝对气流角 α_0 和 α_1 分别代替上列各式中的 β_1 和 β_2，并以导叶展弦比$(h/b)_1$ 代替$(h/b)_2$。

(4) 动叶根部应力估算式

进行涡轮级气动方案优化计算时，除了要考虑满足发动机总体对涡轮的气动性能要求及外廓尺寸限制外，还要考虑动叶的强度限制。因此，必须在对每种方案进行气动计算的同时估算其动叶的应力值。对于航空涡轮来说，动叶离心力引起的根部截面的拉伸应力 σ_s 通常约占总应力的 70%～80%。σ_s 可按下式计算：

$$\sigma_s=\frac{\gamma}{4g}\omega^2 D_{2m}h_2\left(1+\frac{f_t}{f_h}\right) \tag{2-13}$$

式中：ω——角速度，rad/s；

γ——动叶材料密度，kg/m^3；

D_{2m}——动叶出口中径，m；

h_2——动叶叶高，m；

f_t, f_h——分别为动叶尖部和根部叶型面积，m^2。

式(2-13)是假设动叶叶型面积沿叶高按线性规律变化导出的，它与实际情况相接近。如果叶片是带冠的，则计算时还应计入叶冠离心力引起的拉伸应力。

动叶根部承受的应力主要是拉伸应力和弯曲应力，因此叶根总应力可写为：

$$\sigma=(1+K_b)\sigma_s \tag{2-14}$$

式中：K_b——气动弯曲应力系数。

通常 $K_b=0.2\sim 0.3$，叶片越短 K_b 越小，如果估算的 σ 值满足根据选用材料的许用应力和要求的安全系数确定的应力不等式约束条件，则该方案为可行方案。

2.3.2.2　优化计算的目标函数表达式

涡轮级参数的优化计算就是要在给定的约束条件下(取值约束、等式约束及不等式约束)，求出目标函数即级效率为最高的级参数。根据式(2-1)以及与之有关的式(2-4)～(2-12)

可以判定，作为目标函数即级效率共有5个独立设计变量，即本优化问题最多为5维问题。多维函数搜索有多种方法，本文采用的是精化网格法，这种方法不仅简单适用，而且能适应各种目标函数，既可求得全局最优解，也可求得局部最优解。

上面已经指出，作为目标函数的级滞止效率取决于5个独立设计变量，即级滞止效率可写为：

$$\eta_{Tt} = f\left(\frac{C_{2a}}{C_{1a}}, \Omega, \overline{D}_{2m}, \mu, \overline{C}_{2a}\right) = f(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) \tag{2-15}$$

式中：x_1, x_2, x_3, x_4, x_5——为设计变量。

涡轮优化设计不可避免地存在约束条件，给定设计变量的变化范围即为取值约束(或叫边界约束)。如取某个设计变量为常数，则为给定一个等式约束条件。涡轮级的优化问题除了与设计变量有关的取值约束和等式约束外，它还受到发动机总体对涡轮部件的限制以及涡轮材料机械性能的限制，例如：涡轮的最大外径 D_{2t}、级出口气流角 α_2、动叶的应力 σ 等，每个限制就是一个不等式约束条件。

因此，涡轮级参数的5维优化问题可用一般表达式表示：

$$X = \left(\frac{C_{2a}}{C_{1a}}, \Omega, \overline{D}_{2m}, \mu, \overline{C}_{2a}\right)^{T} = f(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5)^{T} \tag{2-16}$$

$$\min\left[\frac{1}{f(x)}\right] = 1 \div \left\{\frac{2x_4\eta_\delta}{x_5^2\left[\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)+\left(\frac{1}{x_1}\right)^2\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)\right]+\frac{x_4^2}{4}\left(\frac{1}{\varphi^2}+\frac{1}{\psi^2}-2\right)+ x_4\left\{(1-x_2)\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)+[x_3-(1-x_2)]\left(\frac{1}{\psi^2}-1\right)+2\right\}+ [x_3-(1-x_2)]^2\left(\frac{1}{\psi^2}\right)+(1-x_2)^2\left(\frac{1}{\varphi^2}-1\right)}\right\} \tag{2-17}$$

$$D: g_1(x) = D_{2t\,max} - D_{2t} \geqslant 0 \tag{2-18}$$

$$g_2(x) = \sigma_{max} - \sigma \geqslant 0 \tag{2-19}$$

$$g_3(x) = \alpha_2 - \alpha_{2\,min} \geqslant 0 \tag{2-20}$$

$$\vdots$$

根据式(2-4)~(2-12)可知，φ 或 $\psi = f(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5)$。

如果给定设计变量之一为常数，例如：给定 $x_3 = \overline{D}_{2m} =$ 常数，则上述5维优化问题为4维问题，此时在上述表达式中可行域 D 中应增加一个等式约束条件：

$$h_1(x) = C$$

这样上述表达式则成为涡轮4维优化问题的一般表达式，这里 C 为常数，$C = 1.0$ 为等中径流道，$C > 1.0$ 流道为外扩，$C < 1.0$ 流道为内扩。

总之，设计者可以根据设计任务的要求和特点来给定等式约束和不等式约束条件的个数和内容(当然等式约束的个数应少于设计变量的个数)来进行优化计算，其所求的极值便是在给定的全部约束条件下的最优解。

2.3.2.3 **输入参数**

下面以某发动机高压涡轮参数的优化计算为例，介绍本优化方法的输入参数。

已知参数为：级进口燃气流量 W_{g0}、总压 P_{t0}、总温 T_{t0} 和气流角 α_0，转速 n，级的轮缘功

L_u。

估取参数为：$(h/b)_1=0.95$，$(h/b)_2=1.73$，$(f_t/f_h)=0.43$，$K_b=0.20$，$\eta_\delta=0.975$。

取值约束为：$x_1=C_{1a}/C_{2a}=1.0\sim1.4$，$x_2=\Omega=0.25\sim0.50$，$x_4=\mu=1.3\sim1.8$，$x_5=\overline{C}_{2a}=0.2\sim1.4$。每个设计变量的变化区间划分为 10 等份。

等式约束为：$x_3=0.99$。

不等式约束为：$g_1(x)=0.676-D_{2t}\geqslant0$（即 $D_{2t\max}=0.676$），$g_2(x)=29.7-\sigma\geqslant0$（即 $\sigma_{\max}=29.7$），$g_3(x)=\alpha_2-78\geqslant0$（即 $\alpha_{2\min}=78°$）。

2.3.2.4　求解过程

因给定一个等式约束，即给定 $x_3=\overline{D}_{2m}=$常数$=0.99$，故本算例为一个 4 维优化问题。其计算过程是：

首先进行单变量计算（见图 2－7），即给定 3 个设计变量 $\mu,\Omega,C_{2a}/C_{1a}$的最小值（分别为 1.3，0.25，1.0）为常数，在 $\overline{C}_{2a}$的变量区间里，进行 $\eta_{Tt}=f(\overline{C}_{2a})$计算；即计算 11 个方案；其次进行双变量计算（见图 2－8），即给定 2 个设计变量 $\Omega,C_{2a}/C_{1a}$的最小值（分别为 0.25，1.0）为常数，在 μ 和 $\overline{C}_{2a}$的变量区间里作 $\eta_{Tt}=f(\overline{C}_{2a},\mu)$计算；然后进行 3 变量计算（见图 2－9）；最后进行 4 变量计算（见图 2－10，图中每个"·"表示一个三维空间计算的最优解）。

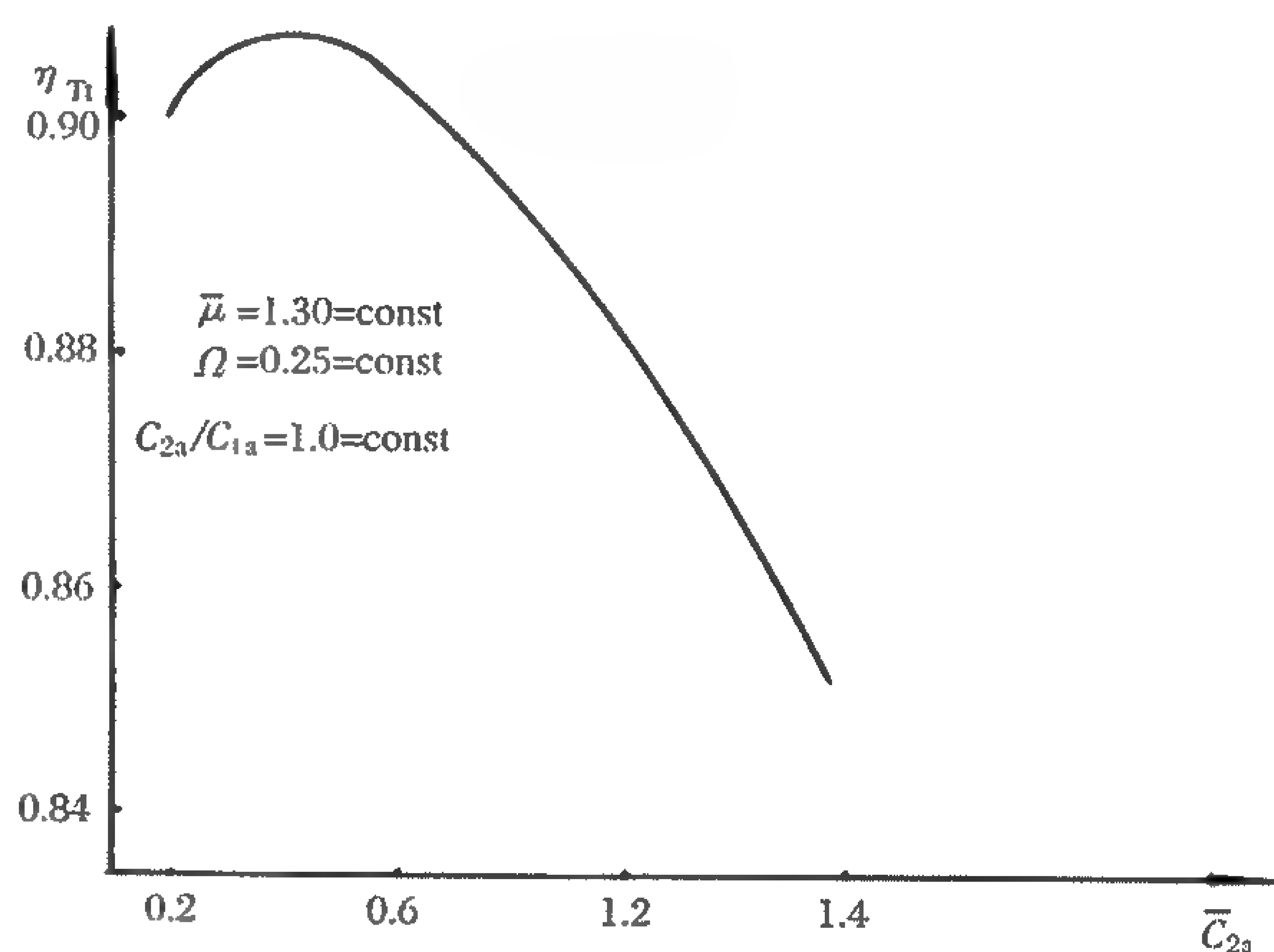


图 2－7　$\eta_{Tt}=f(\overline{C}_{2a})$

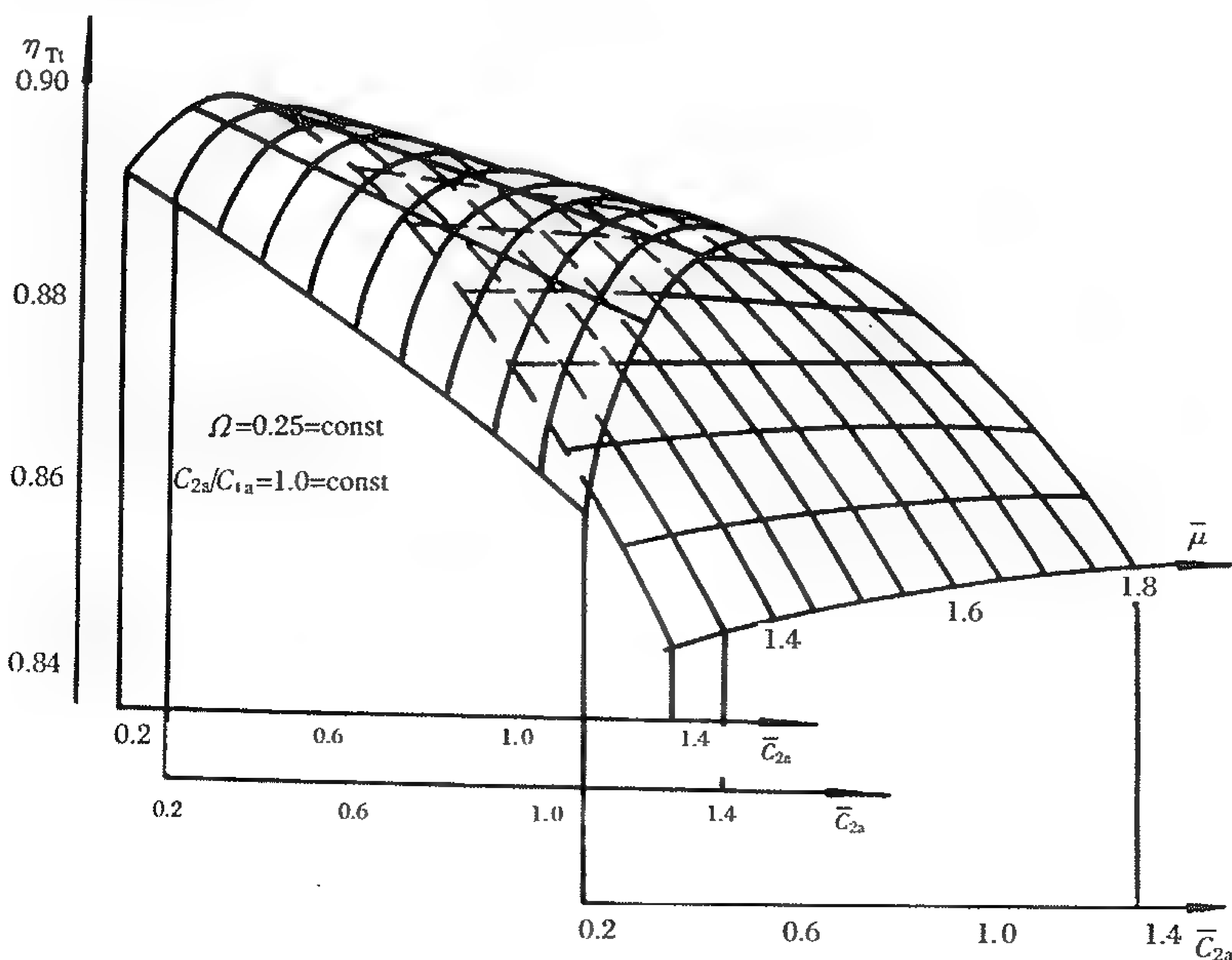


图 2－8　$\eta_{Tt}=f(\overline{C}_{2a},\mu)$

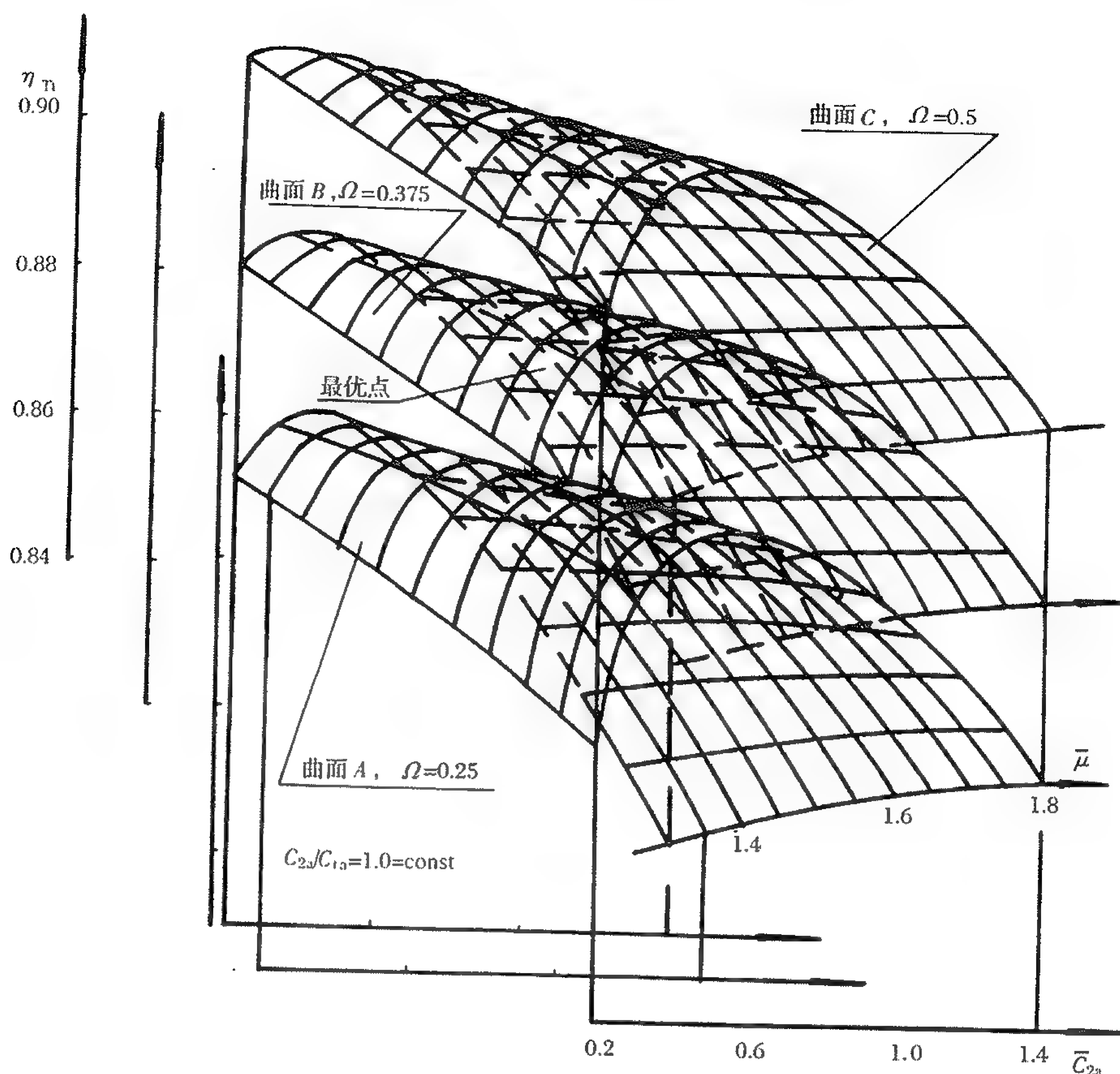


图 2-9 $\eta_{Tt}=f(\overline{C}_{2a},\mu,\Omega)$

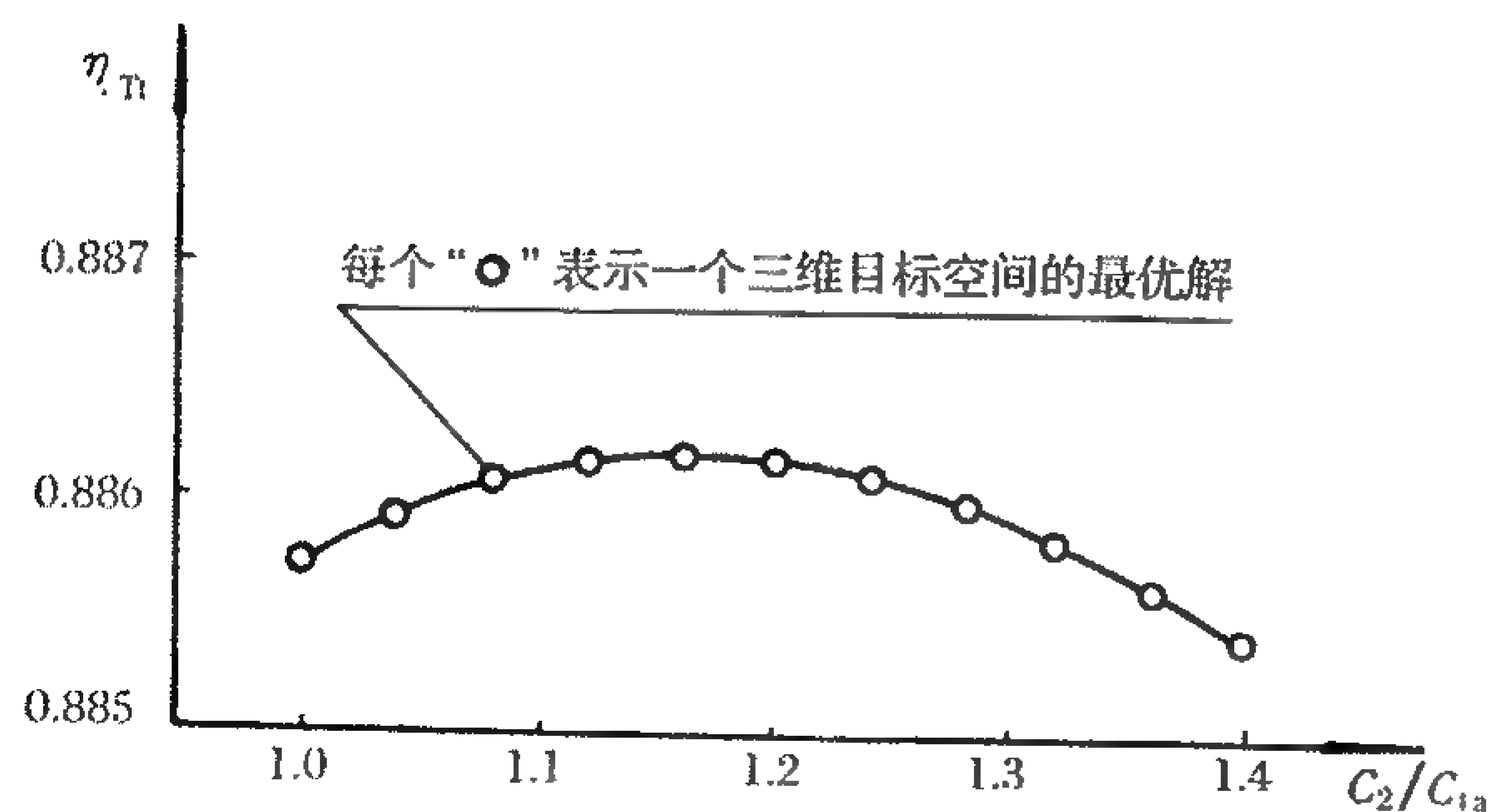


图 2-10 $\eta_{Tt}=f(\overline{C}_{2a},\mu,\Omega,C_{2a}/C_{1a})$

以上是对粗网格所进行的4维目标空间的一次计算。总共计算了14641个方案。在计算过程中根据已知参数和估取参数，应用本文给出的关系式和涡轮气动计算的一般关系式，可同时获得每个方案的目标函数 η_{Tt}，以及其对应的几何参数和气动参数，这样就可解出满足不等式约束条件下的目标函数的极值，即 η_{Ttmax} 值及其对应的4个设计变量值和其他几何、气动参数。然后以这4个设计变量值为中心，各自以初始给定变量区间的20%作为该设计变量新的取值约束，对已经缩小的4维目标空间重复上述扫描、循环计算，使计算网格不断精化，直至设计变量中的最大网格宽度满足给定精度(如 $\varepsilon<10^{-4}$)为止，这就是满足全部约束条件的最优解。

2.3.2.5　**输出参数**

满足全部约束条件的本涡轮级参数的最优解是：

$\eta_{Tt}=0.8862$，$\pi_T=2.2486$，$\varphi=0.97150$，$\psi=0.9625$，$\overline{C}_{2a}=0.8748$，$\mu=1.6402$，$\Omega=0.3635$，$(C_{2a}/C_{1a})=1.1878$，$\sigma=29.69$。

其他几何参数和气动参数为：

$D_{1t}=0.671$，$D_{1h}=0.553$，$D_{2t}=0.676$，$D_{2h}=0.534$；

$\alpha_1=26.8°$，$\beta_1=58.20°$，$\alpha_2=78.08°$，$\beta_2=36.74°$；

$M_{C1}=0.9804$，$M_{W1}=0.5202$，$M_{C2}=0.5585$，$M_{W2}=0.9136$。

该计算结果，可作为准三维设计系统设计计算输入原始数据的参考。如果想了解在给定的取值约束范围内，涡轮级效率与自变量的变化关系，可以输出粗网格计算的各计算点有关参数并绘制曲线，就可得到该涡轮级效率与各参数间的“全地貌”分布曲线，即“载荷图”，见图(2－11)～(2－16)，图中 $\overline{\mu}=\mu/u$。

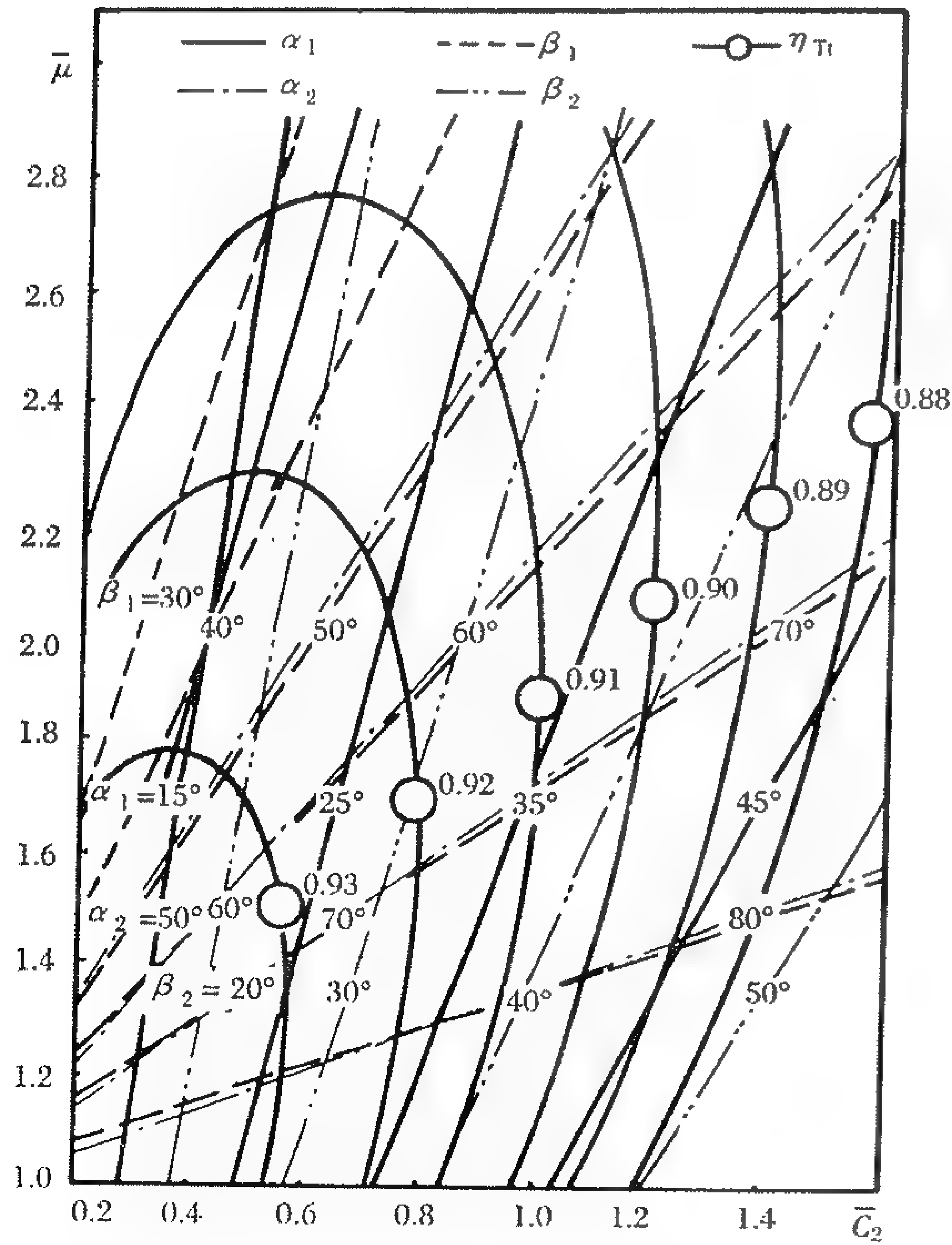


图 2－11　涡轮级参数关系图

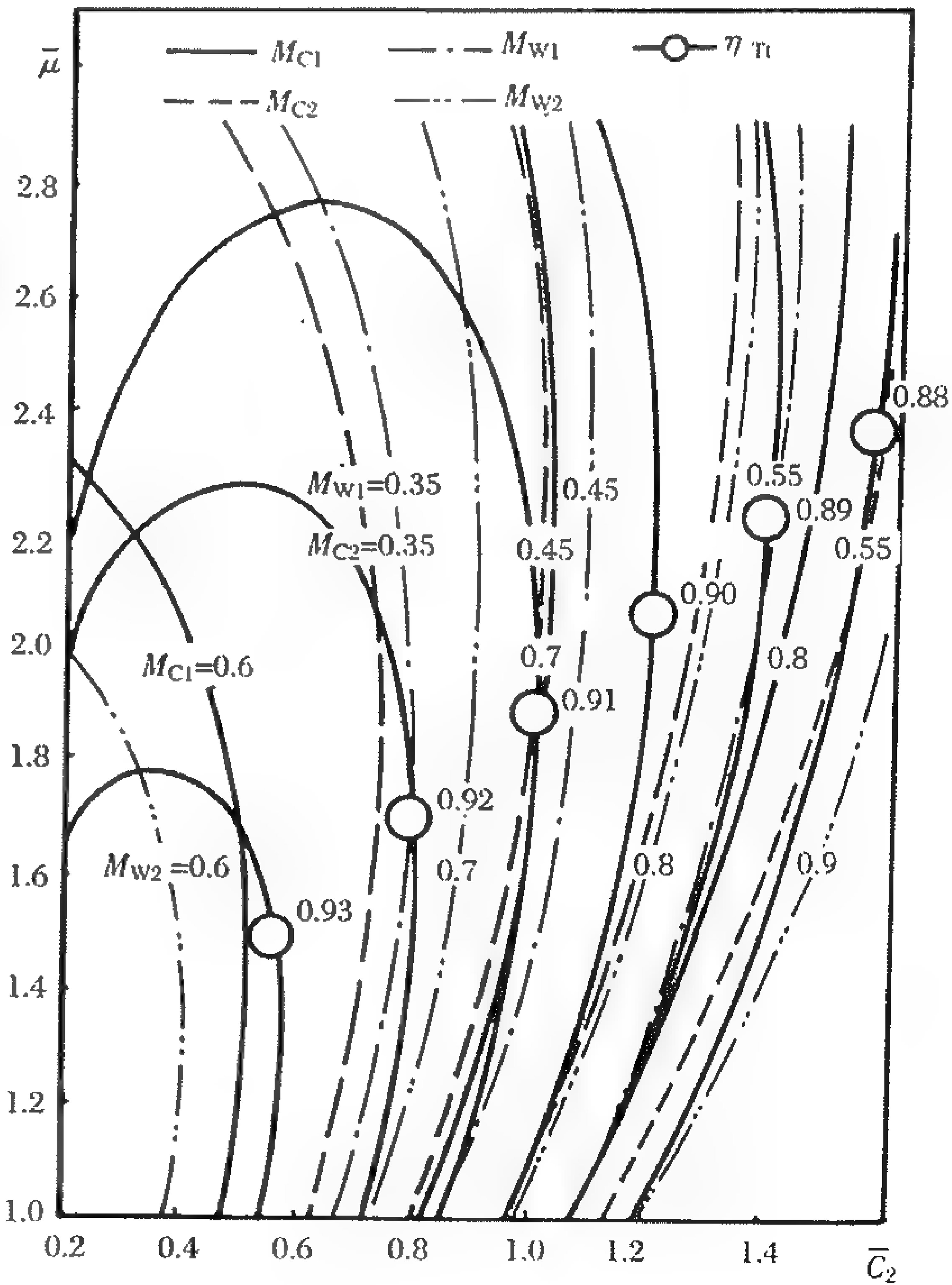


图 2－12　涡轮级参数关系图

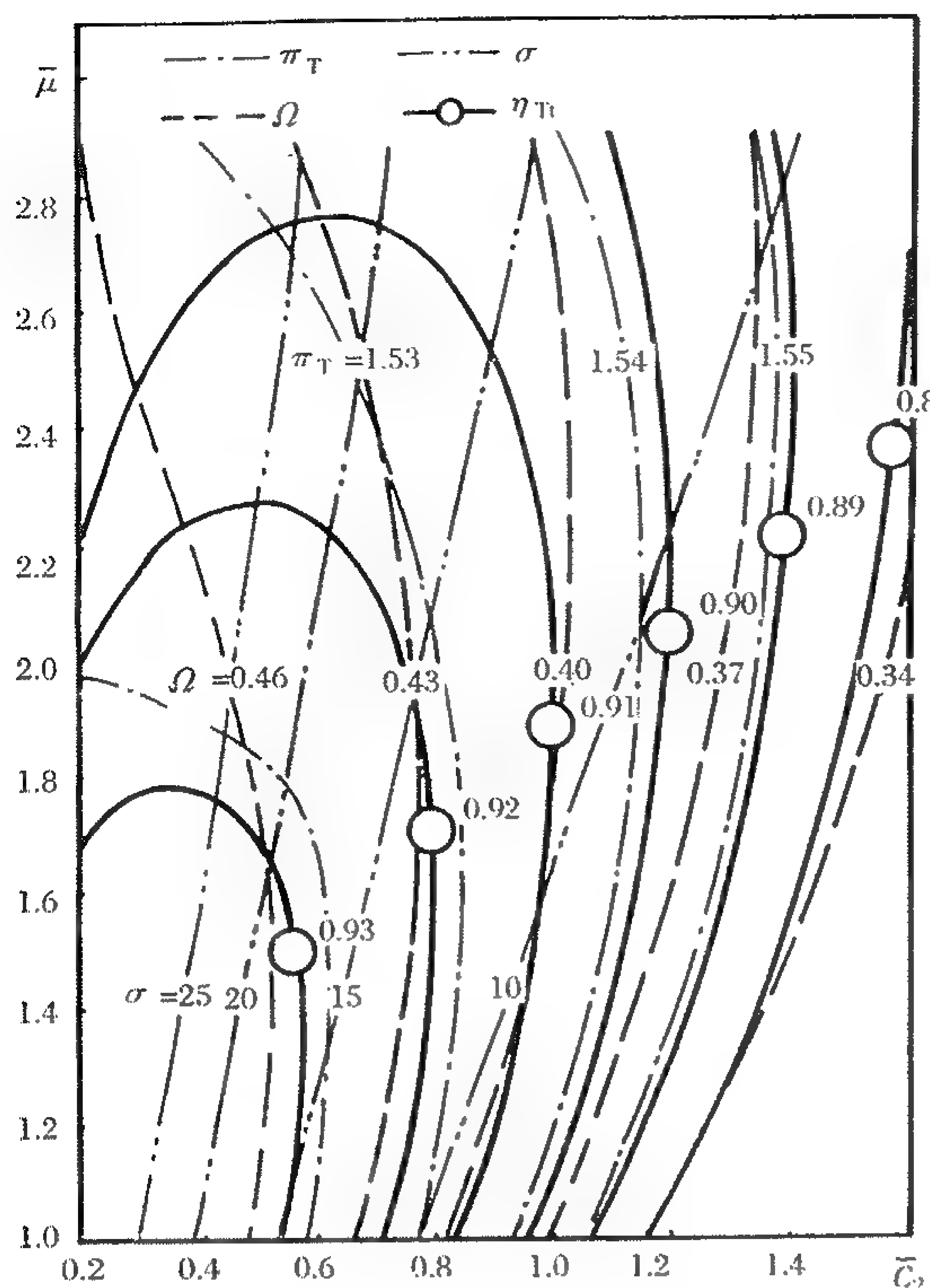


图2－13　涡轮级参数关系图

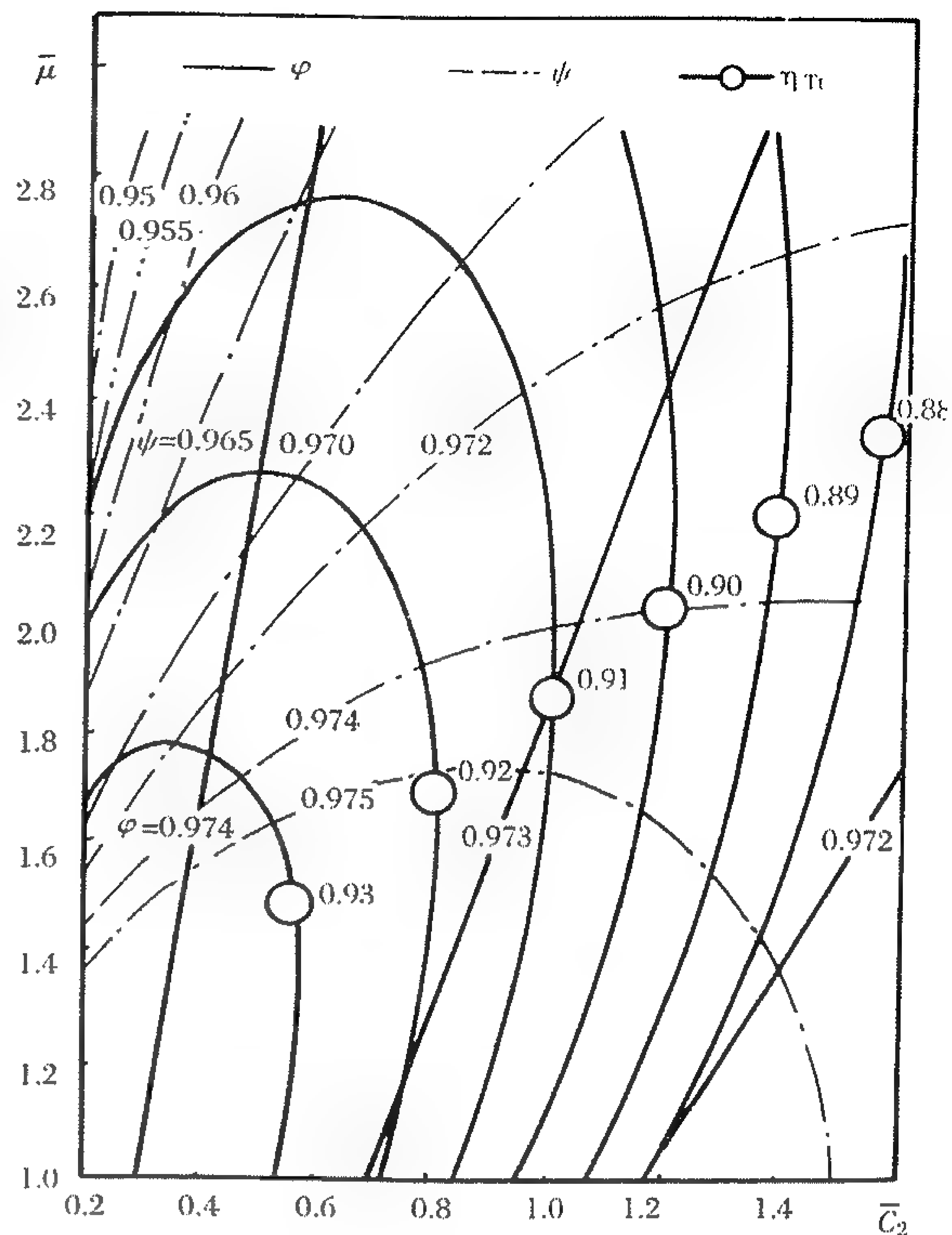


图2－14　涡轮级参数关系图

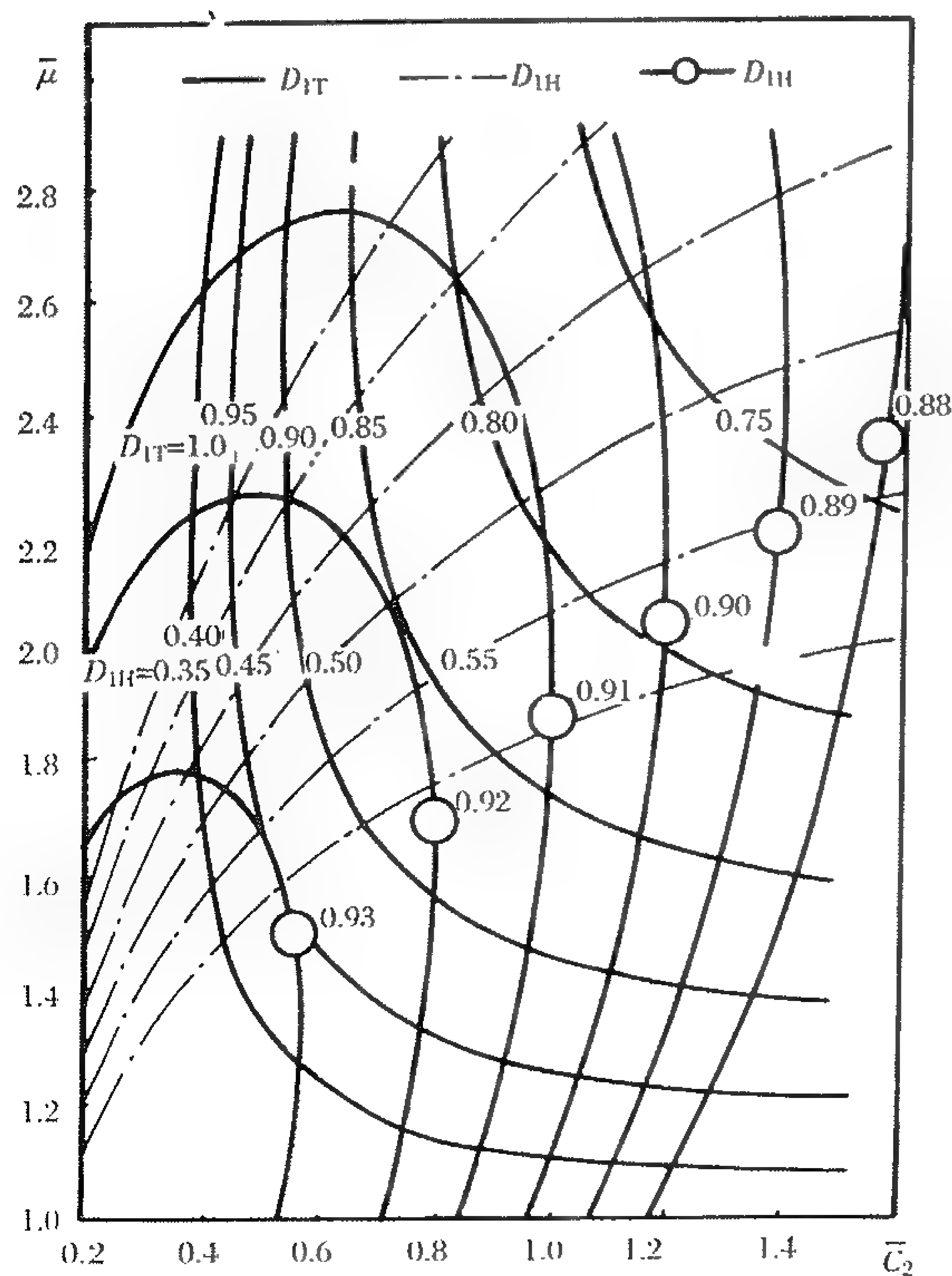


图2－15　涡轮级参数关系图

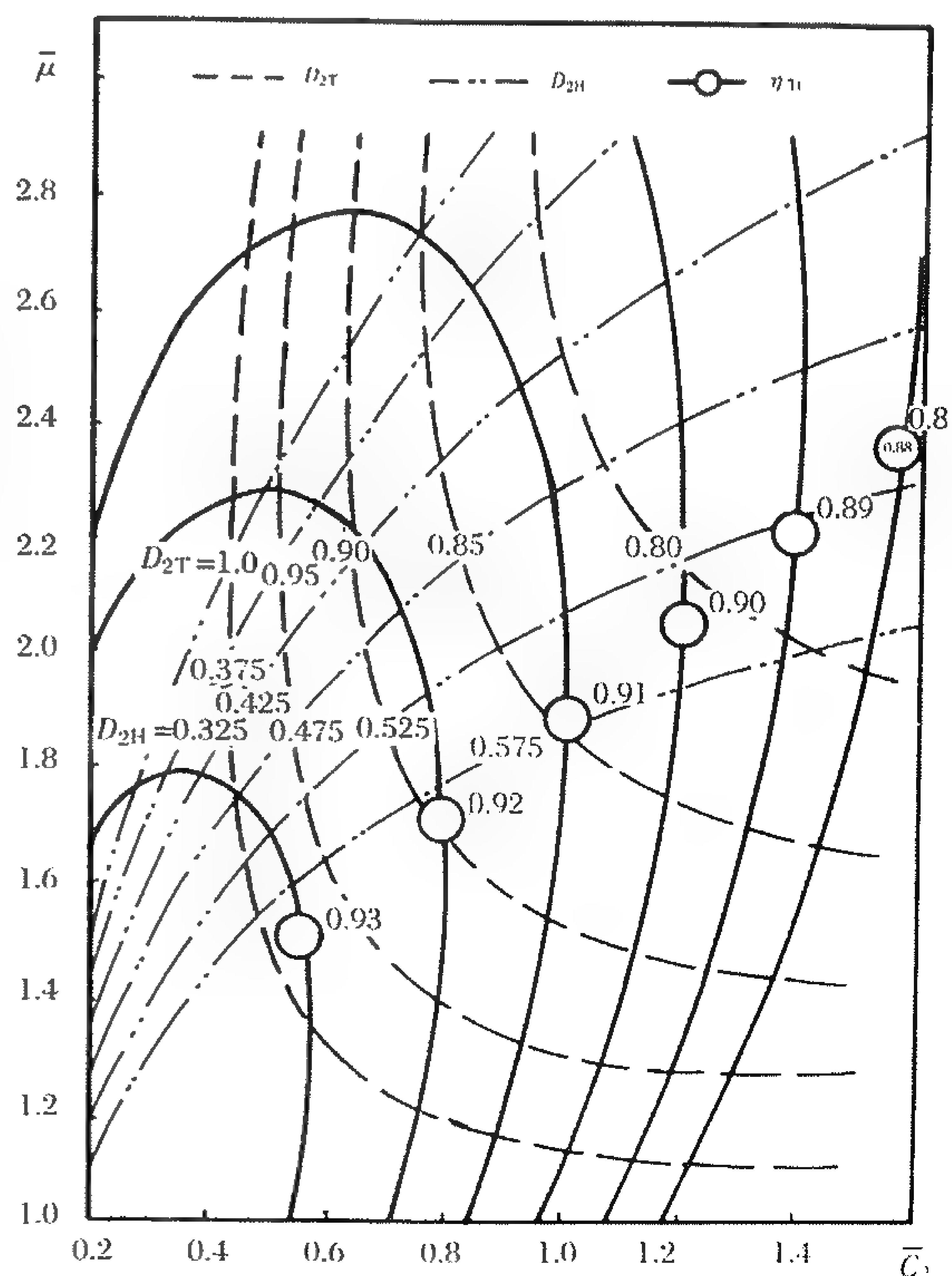


图2－16　涡轮级参数关系图

2.3.3　涡轮级一维方案计算方法

本方法系采用一维流动理论，根据给定的涡轮进口气流条件、流量、输出功和设计者初选的各级初始参数，如流道尺寸、运动反力度、叶型速度损失系数、流量堵塞系数、轴向气流速度、叶片展弦比等，利用动量方程、能量方程、连续方程、气体状态方程逐级进行计算，计算过程中自动将前一级出口气流参数，作为下一级的入口条件。在计算中如给出各叶列的冷气流量，利用能量方程可以进行考虑冷气掺混对气动参数影响的计算。还可以按给出的损失关系式对速度损失进行迭代计算。计算站选在叶片排平均中径的喉部位置上（见图 2－4 中 1′—1′和 2′—2′），为避免计算流量与实际流量偏差太大，应给出流量堵塞系数（$W_\mu = F_e/F_a$，F_e 为叶片出口面积，F_a 为叶片喉部面积）。如果想得到沿叶高气动参数的变化，还要给出气动参数沿叶高变化规律的模型，即 $C_u r^m$ 中的 m 值，即可得到该规律下的气动参数沿叶高变化的计算结果。

涡轮方案计算是以数值计算中的双曲求根方法为手段，依据气体动力学诸方程，应用一维流动理论，保证发动机总体给定的涡轮进口条件和对涡轮部件的诸项要求，选取涡轮方案的流程流道几何尺寸和涡轮级的性能参数，如有效功 L_T、运动反力度 Ω、导、动叶速度损失系数 φ，ψ，动叶叶尖漏气损失系数 δ_{RK}、燃气流量 W_g、冷气流量 W_c、冷气温度 T_{tc}、冷气压力 P_{tc}等参数，初估各叶片出口轴向分速度 C_a 后，对给出的各级涡轮进行计算，以满足各计算站的燃气流量为目标，不断调整各计算站轴向分速度求解各方程，最终得到满足各级设计流量的平均中径处气动参数、相应的气流速度三角形参数和涡轮级的性能参数。计算站选在各叶列平均中径处轴向尺寸的喉部，对于扩张形流程通道，为保证其计算流量的准确，应给出流量堵塞系数 W_μ。计算中采用了与一维优化设计计算相同的损失模型，可以选定按计算出的气动参数，以该损失模型进行损失迭代计算，以求得计算结果更靠近实际流动情况；也可以给定损失为常数进行计算。对经过筛选后的较佳方案，还可以选择气动参数沿叶高变化的计算，即给出设计环量 $C_u r^m$ 沿叶高变化的规律的 m 值，其计算出的沿叶高变化参数供设计者判定其方案的优劣和初估叶型使用。

2.3.3.1　输入参数

（1）给定参数

根据总体设计方案输入涡轮进口参数：总温 T_{t0}、总压 P_{t0}、燃气流量 W_g、转速 n、各转子级数和程序执行的控制参数（对于低压涡轮还应输入进口气流角度）。

（2）选取参数

按级输入该方案应能保证的燃气流量 W_g、涡轮有效功 L_T、估取级的运动反力度 Ω；导、动叶速度损失系数 φ，ψ；动叶叶尖漏气损失系数 δ_{RK}、燃气的绝热指数 K 和气体常数 R；流道的几何数据 R_{1T}，R_{1H}，R_{2T}，R_{2H}；冷却空气流量 W_c、温度 T_{tc}、绝热指数 K_c 和气体常数 R_c；初始选定的中径处轴向分速值 C_a；导、动叶中径处的展弦比 h/b 以及沿径计算的沿叶高分布规律值 m。

2.3.3.2　计算的主要关系式

（1）基本方程

欧拉方程：

$$L_u = C_{1u}u_1 + C_{2u}u_2 \tag{2-21}$$

伯努利方程：

$$L_{\mathrm{Tad}} = \frac{K}{K-1} R T_{t0} \left[1 - \left(\frac{P_{t2}}{P_{t0}} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right] \quad (2-22)$$

连续方程：

$$W_g = C_a F_a W_\mu \gamma \quad (2-23)$$

$$W_{cm} = W_g + W_c \quad (2-24)$$

能量方程：

导叶 $$C_P T_{t1} = C_P T_{t0} \quad (2-25)$$

动叶 $$C_P T_{tw2} = C_P T_{tw1} \quad (2-26)$$

冷气掺混：

$$T_{tcm} = \frac{W_g T_t C_{Pg} + W_c T_{tc} C_{Pc}}{W_g C_{Pg} + W_c C_{pc}} \quad (2-27)$$

径向平衡方程：

$$\frac{1}{\rho} \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}r} = \frac{C_u^2}{r} \quad (2-28)$$

$$C_u r^m = \mathrm{const} \quad (2-29)$$

状态方程：

$$P = RT\rho \quad (2-30)$$

(2) 叶列速度损失系数关系式

叶列速度损失系数 φ 和 ψ 的计算方法及关系式与第 2.3.2 相同，详见式(2-10)～(2-12)。

(3) 速度三角形关系式

$$\alpha_1 = \mathrm{arctg} \frac{C_{1a}}{C_{1u}} \quad (2-31)$$

$$\beta_1 = \mathrm{arctg} \frac{W_{1a}}{W_{1u}} \quad (2-32)$$

式中，$W_{1u}=0$ 时 $\beta_1=90^\circ$；$W_{1u}<0$ 时 $\beta_1=180^\circ+\mathrm{arctg}\frac{W_{1a}}{W_{1u}}$。

$$\alpha_2 = \mathrm{arctg} \frac{C_{2a}}{C_{2u}} \quad (2-33)$$

式中，$C_{2u}=0$ 时 $\alpha_2=90^\circ$；$C_{2u}<0$ 时 $\alpha_2=180^\circ+\mathrm{arctg}\frac{C_{2a}}{C_{2u}}$。

$$\beta_2 = \mathrm{arctg} \frac{C_{2a}}{W_{2u}} \quad (2-34)$$

(4) 涡轮级参数计算

涡轮级效率为：

$$\eta_{Tt} = \frac{L_t}{L_{\mathrm{Tad}}} \quad (2-35)$$

式中：L_t——涡轮有效功，J/kg；

L_{Tad}——滞止等熵膨胀功，J/kg。

$$\pi_T = \frac{P_{t0}}{P_{t2}} \quad (2-36)$$

$$\Omega_T = \frac{L_{TadCA}}{L_{TadCA} + L_{TadPK}} \tag{2-37}$$

式中：Ω_T——涡轮级的能量反力度；

L_{TadCA}——导叶滞止等熵膨胀功，J/kg；

L_{TadPK}——动叶滞止等熵膨胀功，J/kg。

$$\Omega = 1 - \frac{C_{1u} - C_{2u}}{u_1 + u_2} \tag{2-38}$$

2.3.3.3　求解过程

根据给出的各方程及计算关系式和输入参数、选定的各级控制参数，逐级进行平均中径处气动参数的计算。首先根据给出的转子转速和要求的级有效功、运动反力度，计算出特征截面的轮缘速度并通过式(2-21)和(2-38)求出导、动叶出口的切向分速度后，调用双曲求根子程序，按初始选定的导叶出口轴向分速度值，取该轴向分速度正负 5% 的两个值为辅助计算点，在满足速度三角形关系的条件下，求出相对应的绝对气流分速度，再利用气动函数求出导叶出口的静温与静压，按式(2-30)状态方程计算出对应的气流密度，即可得到满足式(2-23)的 3 个轴向分速度所对应的导叶出口流量。由于初始选定的轴向分速度很难给准，该 3 个流量值也不能满足设计要求，则由计算程序按双曲规律，选出多个轴向分速度的计算值，进行流量计算，直到计算出的流量与设计要求的流量差达到 10^{-4}，同时前、后两次求解的轴向分速度差达到 10^{-2}时，认为该特征截面的计算达到精度要求。按上述同样方法进行动叶出口的计算。如果迭代过程中要求计入损失的影响，可按给出的关系式，计算出其他各有关气动参数，求出满足损失关系式的新的导动叶速度损失系数 φ、ψ 后，重复进行上述计算直至前、后两

图 2-17　一维多方案设计计算流程图

次计算的 φ,ψ 差值小于 10^{-4}，认为损失迭代计算完成。按式(2－35)至(2－37)算出该涡轮级的性能参数，并将该级的出口总温 T_{t2} 按式(2－27)一次性进行该级冷气掺混计算后作为下一级的进口总温，将该级的出口总压 P_{t2} 作为下一级的进口总压，将本级的燃气流量与冷气流量之和作为下一级的进口燃气流量，进行下一级计算，直到完成所有全部的级的计算。在完成平均中径性能参数计算后，可以按给出的沿径变化规律式(2－29)，进行沿叶高气动参数的计算。

2.3.3.4 输出参数及分析

计算结束后，程序自动将满足给定参数的计算结果输出，包括各级气动参数、气流速度三角形所有参数。设计者可按照 2.2 所述的参数选择依据，对其进行比较分析，如未满足要求，可通过调整涡轮的几何流道和各级给定的气动参数进行反复计算，直到满意为止。沿叶高气动参数的计算，可以同时给定多种规律进行计算，以对比各种规律下沿叶高气动参数的变化。该方法仅计算出给定参数下的涡轮级性能，对比分析工作靠设计者自己完成，也可参考 2.3.2 所述，用一维优化计算的结果进行综合调整，直到计算出设计者认为满意的结果，以便供准三维涡轮设计时作为原始输入参数。

2.4 民机发动机涡轮气动方案设计特点

民机发动机是指民航飞机用的大涵道比涡扇发动机。军用运输机及各种特种飞机用涡扇发动机也有类似特点。

20 世纪 70 年代随着 CF6、JT9D、RB211 等高涵道比涡扇发动机研制成功，民航飞机得到迅速的发展。无论是飞机吨位，载客量还是飞行速度和航程都大大向前发展了一步。快捷的航运事业使人们感到了今日的地球变小了，距离变近了。人们可以在短时间内从地球的一方前往另一方，去完成各种使命，从而大大促进了文化交流和经济的发展。涵道比 3 以下的发动机都在被涵道比 5 和 6 一级的涡扇发动机所取代。为了节省燃料，有资料分析，下步将有更大的涵道风扇发动机或涡桨发动机问世。

大涵道比涡扇发动机，我们可以把它分成由核心机和低压系统两部分组成。而核心机部分与军机发动机的核心机大同小异，有时甚至可共用。作为核心机的高压涡轮，军机发动机、民机发动机在气动设计上没有太大的差异。而低压涡轮，由于要驱动低压压气机和大风扇，要求大功率，与军机发动机的相比民机发动机的低压涡轮有较大的差异。

归纳起来，民机涡轮设计大约有以下一些特点。

2.4.1 高效率多级低压涡轮

民机发动机必须突出好的经济性，追求高的涡轮效率，这是设计时必须千方百计保证的。低压涡轮肩负着驱动大风扇和低压压气机的任务，功率大、负荷高，膨胀比高达 4～5 甚至更高。低压涡轮效率一般要求达到 0.92 甚至更高。因此，级负荷不允许太高，只能用多级涡轮来实现，合理分配级负荷，保证高效率。现代大涵道比涡扇发动机整台低压涡轮可由 4～6 级涡轮组成。由于涡轮中的重热作用，整台多级涡轮的效率大于单级的效率，使级涡轮获得高效率成为可能。在这里，多级涡轮带来质量增加已降为次要位置，而用多级涡轮保证涡轮效率成为重要手段。

2.4.2　抬高低压涡轮流道成为可能

与军机发动机不同，大涵道比涡扇发动机，最大迎风面积在风扇部位而不是在后面。所以，抬高低压涡轮流道成为可能。一般在抬高流道时，限制外扩张角(单面)不大于 25°。由于抬高低压涡轮流道至少带来以下几点好处：

(1) 让低压涡轮充分利用切线速度做功。低压涡轮与风扇共轴，由于受风扇强度和切线速度限制，其转速一般在 3000～5000r/min。只有抬高流道直径，才能使低压涡轮获得较高的切线速度做功。

(2) 有利于减少流道环形高度。涡轮膨胀做功，愈往后，流道面积增大，抬高流道直径，有利减小流道高度，从而减小叶片高度，这样，有利于低压涡轮叶片的设计。

(3) 有利结构设计，由于流道抬高，使低压涡轮盘心空间增大，便于安排轴承，封严结构和轴承位置的设计。

2.4.3　大展弦比涡轮叶片设计

燃气在低压涡轮中充分膨胀做功。一般需满足风扇与低压涡轮出口保持内、外涵压力比为 $P_{\mathrm{I}}/P_{\mathrm{II}}=1$ 左右。充分膨胀带来流道面积增大，虽然抬高了流道直径，也使低压涡轮末级出口叶片的高度比一般军机叶片长 1 倍，甚至更多。因此，叶片展弦比高达 7.5。叶身长达 200mm 甚至更长，给叶片设计及制造工艺带来难度。

2.4.4　采用间隙控制技术

涡轮叶片径向间隙是影响涡轮效率的重要因素。引起间隙变化的因素，除温度以外还有离心力和机动飞行产生的零件变形，必须精心设计。现以温度影响为例，发动机紧急停车时，机匣冷的快，转子冷的慢，径向间隙聚然缩小，产生叶尖与机匣封严环相磨，由于过渡态造成这种不可恢复的磨损，使发动机稳态间隙增大，涡轮效率下降。

因此，设计首先通过测验和计算分析过渡态间隙变化的规律，用控制冷却涡轮机匣的冷气温度，保证叶尖处在最佳间隙范围内工作，保证涡轮高效率。

间隙控制分为主动间隙控制和被动间隙控制。主动间隙控制技术，就是用活门控制不同温度的冷气混合比例，使混气温度随发动机工作状态变化而变化，从而调整机匣壁温，保证叶片间隙最佳。反之，为被动间隙控制。

一般民机发动机多用主动间隙控制。而军机发动机为了减轻由于主动间隙控制附件带来的发动机质量增加，不采用主动间隙控制，而多采用被动间隙控制。民机发动机的高压涡轮采用主动间隙控制多于低压涡轮。

第3章 涡轮的气动设计

3.1 设计依据

3.1.1 发动机总体对涡轮设计的要求

3.1.1.1 基本循环参数要求：

(1)涡轮进口燃气流量 W_{g0}；

(2)涡轮进口燃气总温 T_{t0}；

(3)涡轮转子进口总温 T_{t1}；

(4)涡轮进口燃气总压 P_{t0}；

(5)涡轮总压膨胀比 π_{tT}；

(6)涡轮功率 P_T；

(7)涡轮效率 η_{Tt}；

(8)冷却空气的分配比例 ν 及各冷却叶片的冷气流量 W_C。

在某些情况下，涡轮的设计依据或总体要求是以其他参数形式给出的，必须经过适当计算得出作为涡轮气动设计用的上述基本参数。

3.1.1.2 约束条件

(1)涡轮出口绝对气流角 α_{2T}；

(2)涡轮出口绝对气流马赫数 M_{2T}；

(3)涡轮出口最大直径 D_{max}；

(4)涡轮轴向长度 L_{max}。

涡轮级轴向间隙中的截面代号定义如图1－2所示。对于多级涡轮的第1级进口截面为0－0，而后面各级以上一级涡轮出口截面2－2及相应参数作为下一级涡轮进口截面及参数。典型的涡轮速度三角形及角度定义见图3－1。除特别说明外，角度是指速度矢与切线方向的夹角。

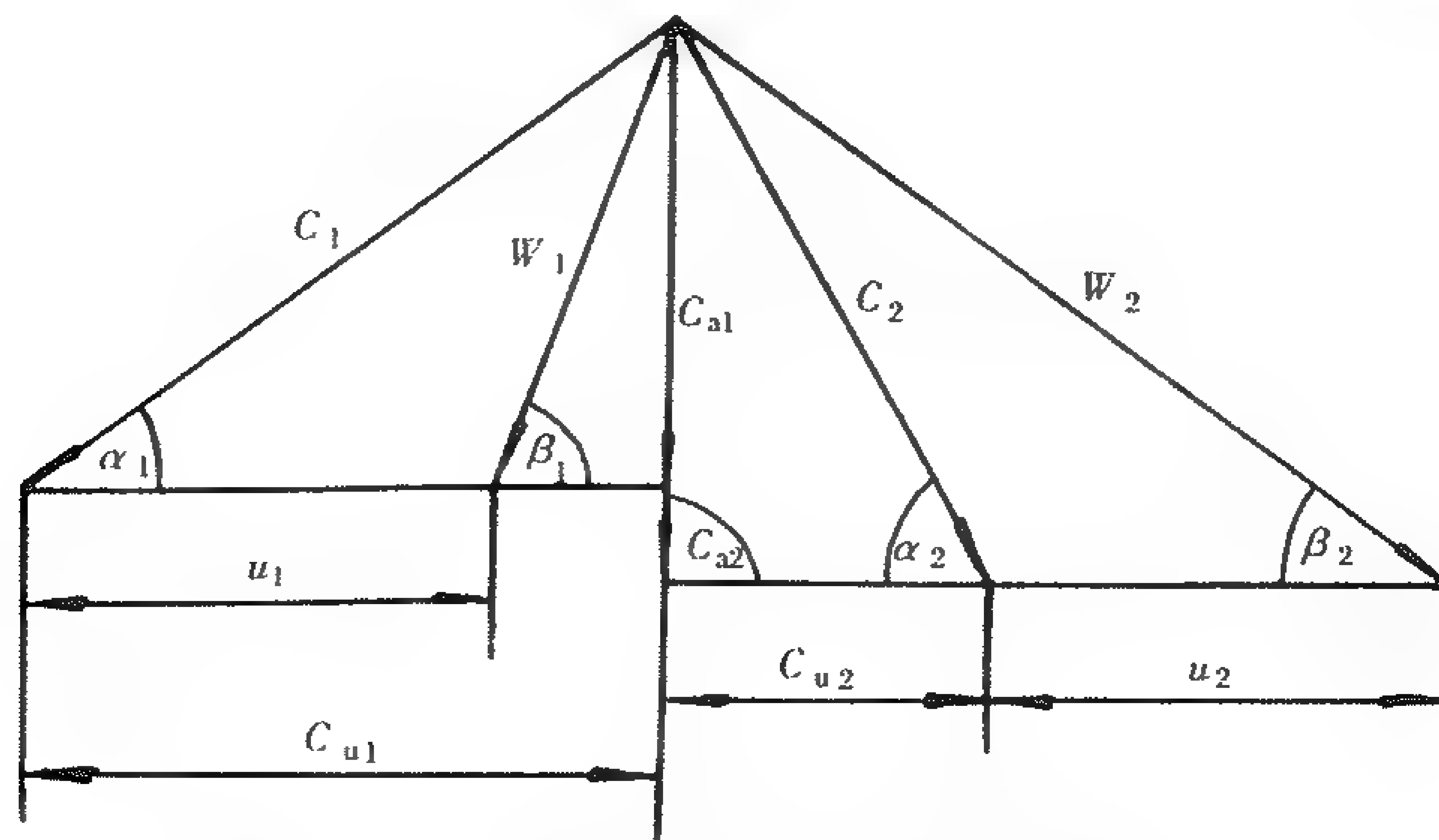


图3－1 涡轮速度三角形及角度定义

3.1.2　协调参数

(1)涡轮级数 Z;

(2)涡轮转子转速 n,当发动机为双转子时低压转子转速 n_L 而高压转子转速 n_H;

(3)主燃烧室出口周向平均的径向温度分布 $T_{t0}(r)$;

(4)相关部件的流道尺寸。

以上参数根据涡轮性能和结构强度的要求在方案设计阶段开始协调。

3.1.3　涡轮气动方案设计结果

涡轮经过一维优化设计及方案估算后(见第 2 章),初步得到一些流道中的平均参数,在设计状态气动初步设计中将以这些参数作为调整计算的参照值。

(1)涡轮的热态流道沿流程平均直径 $D(Z)_{av}$;

(2)各静子叶片排及转子叶片排的平均损失系数;

(3)各级功分配比例;

(4)各级平均反力度 Ω_{st}水平;

(5)各级平均载荷系数 μ_{st};

(6)各级平均速度环量 $C_{u1}r_1$,$C_{u2}r_2$。

3.2　涡轮气动设计体系

涡轮气动设计的任务,是设计出满足发动机总体性能要求并满足包括强度约束在内的各种约束条件具有效率高和质量轻的涡轮气流流道。该气流流道包括子午流道和叶片槽道的三维流道。

这一设计任务由许多设计环节组成。各设计环节的设计方法、计算方法、工程应用有效的计算机程序、输入和输出数据需求以及各环节的相互传递和反复迭代过程构成了一套设计体系。

涡轮主流道内有静子叶片排、转子叶片排,叶片的几何形状是三维的,流道内同时存在着主燃气流、叶片尾迹流、端壁附面层和叶片表面附面层造成的涡流、叶间间隙漏气流、冷却空气和主流燃气的掺混以及转、静子之间的相互干扰等。因此,流动是非定常、有粘的全三维流动。目前甚至在今后相当长的一段时间内,求解全三维 N－S 方程仅能用于单排叶片或单级涡轮的流场计算分析,尚不能用于工程中的优化设计。工程设计中广泛采用的是较成熟的准三维设计体系。实践证明,在准三维设计体系中,大量采用计算机程序计算,求解方便、调整计算快、计算精度高,是工程设计较为实用的方法。

3.2.1　准三维设计体系

将全三维流动问题分解为二维 S_1 流面和二维 S_2 流面的流动,是目前广泛采用的求解涡轮流场的方法。涡轮流场中的 S_1 流面和 S_2 流面,见图 3－2。

在一个叶片排的叶栅槽道中,a_1-a_1 弧上的质点流动形成的总和构成了 S_1 流面。同样,b_1-b_1 线上的质点流动形成的流线总和构成了 S_2 流面。S_1 流面和 S_2 流面均为空间曲面,但通常假定 S_1 流面为任意回转面,S_2 流面是由叶身型面决定的空间曲面。

目前工程设计中普遍采用的是首先求解平均 S_2 流面然后进行多个 S_1 流面计算，很少采用一族 S_1 流面和一族 S_2 流面的迭代解。随着涡轮负荷的逐渐增大、叶片长度加大、子午流道内外壁面扩张角加大、特殊的壁面造型以及倾斜、弯扭叶片的采用等，使得实际流动的三维特性非常明显。因此，在准三维设计体系中加入了全三维计算分析，以便由此获得流场的三维流动信息，经过全三维分析使设计更为合理。图3－3示出准三维设计体系流程图。

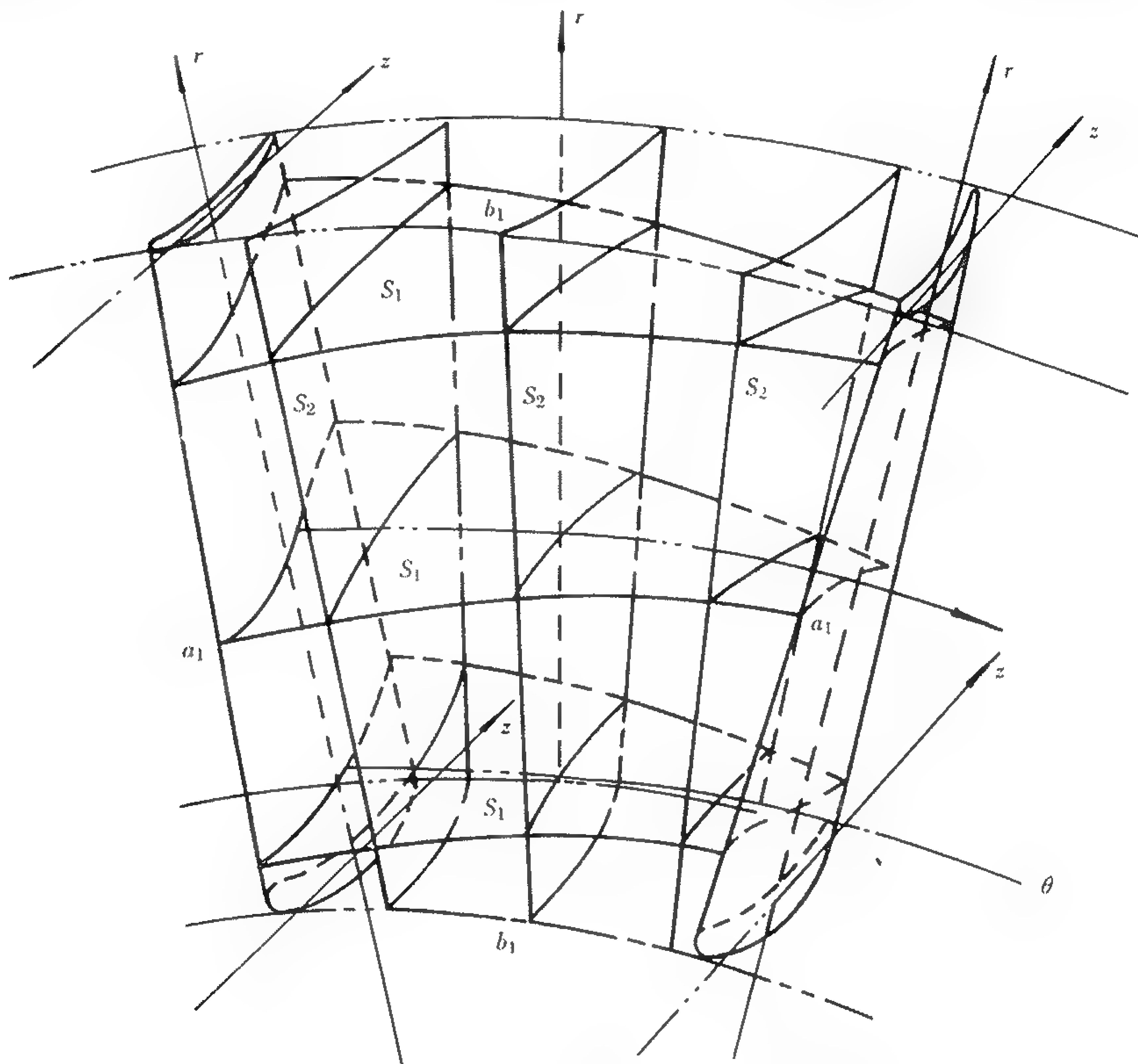


图3－2　叶列中的 S_1 流面及 S_2 流面示意图

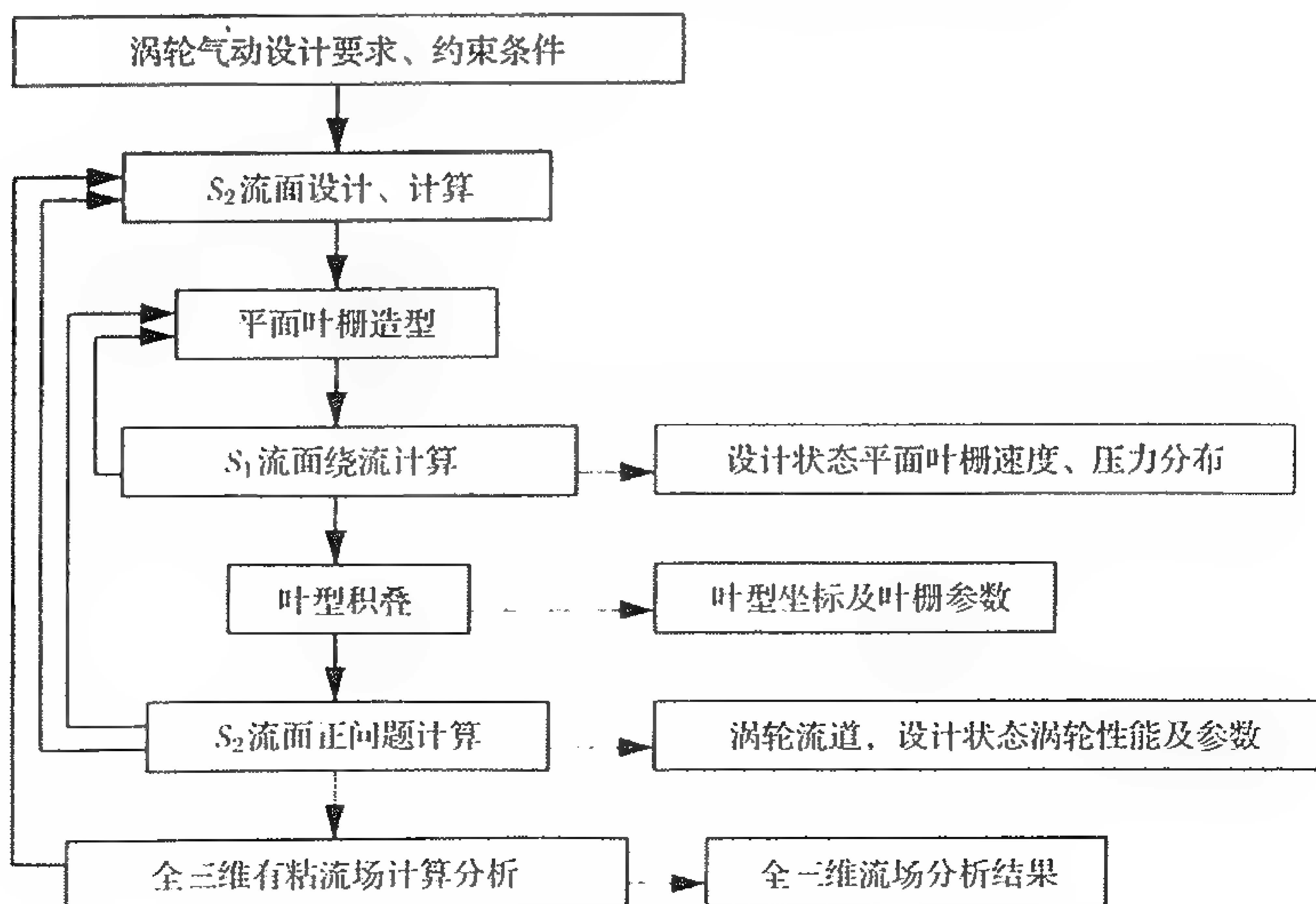


图3－3　准三维气动设计体系流程图

3.2.1.1　S_2 流面初步设计

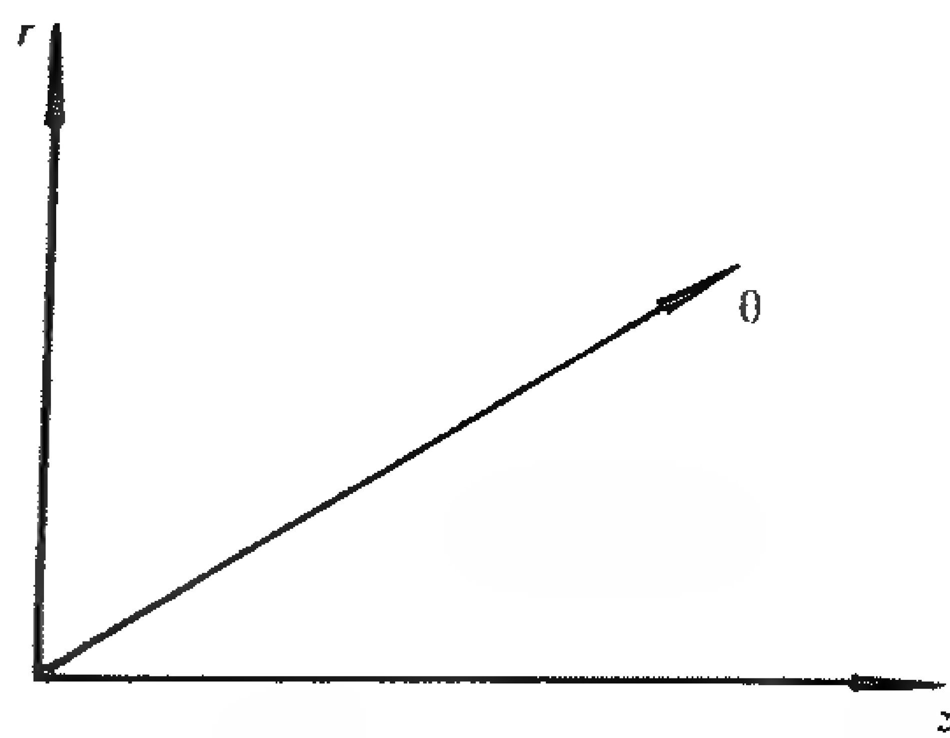


图 3-4　圆柱坐标系

（1）S_2 流面初步设计，采用 S_2 流面（反问题）计算程序，在轴向间隙中解包括完全径向平衡方程在内的基本方程组。根据总体对涡轮的性能要求，初步给定子午流道及流道中各叶片排沿径向变化的初始损失；经过多次 S_2 流面计算调整，在满足涡轮功率、效率要求和满足涡轮气动设计准则要求的前提下，获得涡轮各叶片排出口沿径向各截面的速度三角形、气动热力参数、级参数和涡轮总参数。因此，完成 S_2 流面（反问题）的计算过程也是涡轮子午流道的设计过程。S_2 流面（反问题）计算的结果提供了叶型设计的依据；初步的热态流道将作为涡轮结构打样图设计的最初依据。这一设计迭代过程通常又称为初步设计过程。设计用的计算机程序中考虑了变功、变熵、变比热容及冷气掺混的影响。

（2）S_2 流面详细计算。采用 S_2 流面（正问题）计算程序。叶型设计完成以后，根据热态子午流道、叶型坐标及涡轮的详细几何尺寸进行子午流道内的（包括叶片排内）S_2 流面计算。S_2 流面（正问题）计算方法还考虑了由于叶片倾斜、后掠及弯扭产生的径向分力、叶片阻塞等的影响。计算结果将提供各级膨胀比、流量、功率、级效率，每一级中 S_2 流场的气动、热力参数及沿径向作功量、载荷的分配等。由此则可对已完成的涡轮气动初步设计包括热态流道及涡轮性能作出分析，同时检查涡轮的流通能力、作功能力及涡轮达到的效率。当不能满足性能要求时，采取针对性措施并按设计流程（图 3-3）进行。涡轮气动设计性能由 S_2 流面正问题计算结果给出。这一过程通常又称为详细设计过程。

在无粘假设条件下，计算中所采用的损失体系决定了涡轮的 S_2 流面计算性能和效率。因此，设计中的损失估算方法及采用的损失模型是涡轮设计的关键，也是造成计算性能和实际性能差别大小的重要影响因素。

本章自 3.3 后所介绍的计算方法和气动设计方法是准三维设计体系中的 S_2 流面的设计及计算方法。

3.2.1.2　平面叶栅造型及叶身成型

根据 S_2 流面（反问题）计算结果提供的轴向间隙中沿径向各截面速度三角形，用解析造型方法设计出基本叶型并按预定规律沿叶高积叠形成叶身。叶身应具有良好的气动性能，在满足流通能力及作功能力的同时，转子叶片设计时要特别注意强度的约束。

叶型设计过程与 S_1 流场计算相互迭代，使叶型的压力分布信息直接参与型面设计的调整过程，从而获得比较满意的叶型。

叶型、叶栅几何参数和叶型坐标将作为 S_2 流面正问题计算的依据。

叶型设计的细节参见第 4 章有关内容。

3.2.1.3　S_1 流面计算

S_1 流面计算是准三维设计体系的组成部分。在基本叶型设计时，对设计出的每一套叶栅，用 S_1 流面计算所获得的压力分布分析叶栅槽道中的流动、判断叶型设计的好坏，以便有针对性的采取叶型修改措施，S_1 流面计算结果为 S_2 流面正问题计算提供重要数据信息，并为涡轮叶片及其他构件的温度场计算和强度计算提供数据。

关于 S_1 流面计算与分析见第 5 章。

3.2.2 全三维计算分析

3.2.2.1 全三维气动设计计算方法的发展与其在气动设计中的地位

在计算方法与计算流体力学发展基础上，随着计算机的发展，涡轮全三维设计分析方法逐渐被应用到涡轮气动设计上，其地位也越来越重要。

在无粘求解上，Denton 最早应用有限体积方法求解静叶片三维流场，Sarathy 求解了涡轮转子叶片，而 Ni 等人应用欧拉方程求解多级涡轮三维流动。在我国也开展了这方面的研究。关于涡轮三维粘性流的计算方法很多，从目前看，有两种方法应用得比较多，一种是压力修正方法，一种是时间相关方法。较早应用压力修正方法于涡轮计算的有 Moore、Hah 和 Rhie，较早应用时间相关法于涡轮计算的是 McDonald、Davis 和 Dawes 等。目前，发动机涡轮的气动设计均采用了三维设计分析，各有关公司均有类同的计算程序。从 20 世纪 80 年代末到 90 年代，非定常三维粘性流计算方法也开始应用到涡轮三维气动分析中。

涡轮的三维气动设计体系可分成两个部分，其一为叶片三维设计，其二为涡轮匹配设计过程包括损失估算与分析。在三维叶片设计时，子午流道形状变化很大，采用弯扭叶片后，叶片侧型面(在 S_3 面内的叶片型面。S_3 面——在 $r—\theta$ 坐标面中的截面)倾角沿叶高变化而且在不同轴向位置的 S_3 面上又有很大不同，在这种情况下简单地用平面叶栅从叶片到叶片间的绕流计算很难正确判断型线的优劣并进行型线优化。因此，一般叶片成型中除应用 S_1 流面计算外，还必须对单个叶列应用三维无粘与有粘的计算机程序计算并分析叶片的气动性能。

对于性能匹配计算，准三维设计体系所采用的方法是可行的。但在一些情况下，如叶片数比较少，径高比(D_{av}/h)比较小或在跨声速涡轮中，采用准三维方法很难算准，一般计算误差可达 3%～4%，极少数情况甚至高达 9%～10%。这时，仅用 S_2 流面计算就很难准确得出涡轮流量、功率及效率等总性能参数，而必须采用考虑损失、变比热容及冷气掺混的全三维欧拉方程求解多级涡轮流场来确定最佳的流道与最佳的参数匹配，也可直接采用平均 N－S 方程进行涡轮三维多级粘性流计算。全三维有粘计算机程序也应考虑变比热容和冷气掺混的影响，并必须通过必要的试验标定。因此，无论是在叶片成型方面或是在涡轮性能匹配方面，三维设计分析在涡轮设计中起着越来越重要的作用。

3.2.2.2 全三维叶栅流场计算分析

由于涡轮内流场的复杂，流动的三维特性突出而且对涡轮性能要求日益提高，无论是对准三维设计体系完成的涡轮气动设计或对三维叶片设计，都必须进行全三维流场计算分析，从中分析涡轮流道设计的好坏并决定采取的修改措施。现仅就单列叶片流道内的三维流场分析叙述如下：

(1) 应用欧拉方程求解的三维无粘流场对叶片流道设计的分析

a. 三维无粘流场分析

(a)压力场分析

压力场的分析是叶片气动设计中重要一环。一般沿叶高取 3 个截面或 5 个截面上的叶盆、叶背压力分布曲线，对沿叶高、叶盆、叶背面及中心 S_2 流面的压力分布进行分析。设计者需要确定叶盆、叶背上是否存在激波，扩压段是否大，逆压力梯度是否大。此外，要认真分析与比较加功量的大小、横向压力梯度沿轴向的变化、叶盆及叶背的压力等值线分布、内外端壁处及中径附近压力等值线分布。从上述等值线可以分析因叶片弯扭或不同的叶片积叠规律对静压沿叶高分布的影响、分析其使静压沿周向及流向的变化。通过对压力场的分析基本上可以

确定叶片气动性能的优劣。图 3－5 和图 3－6 示出了三维计算得出的压力场。

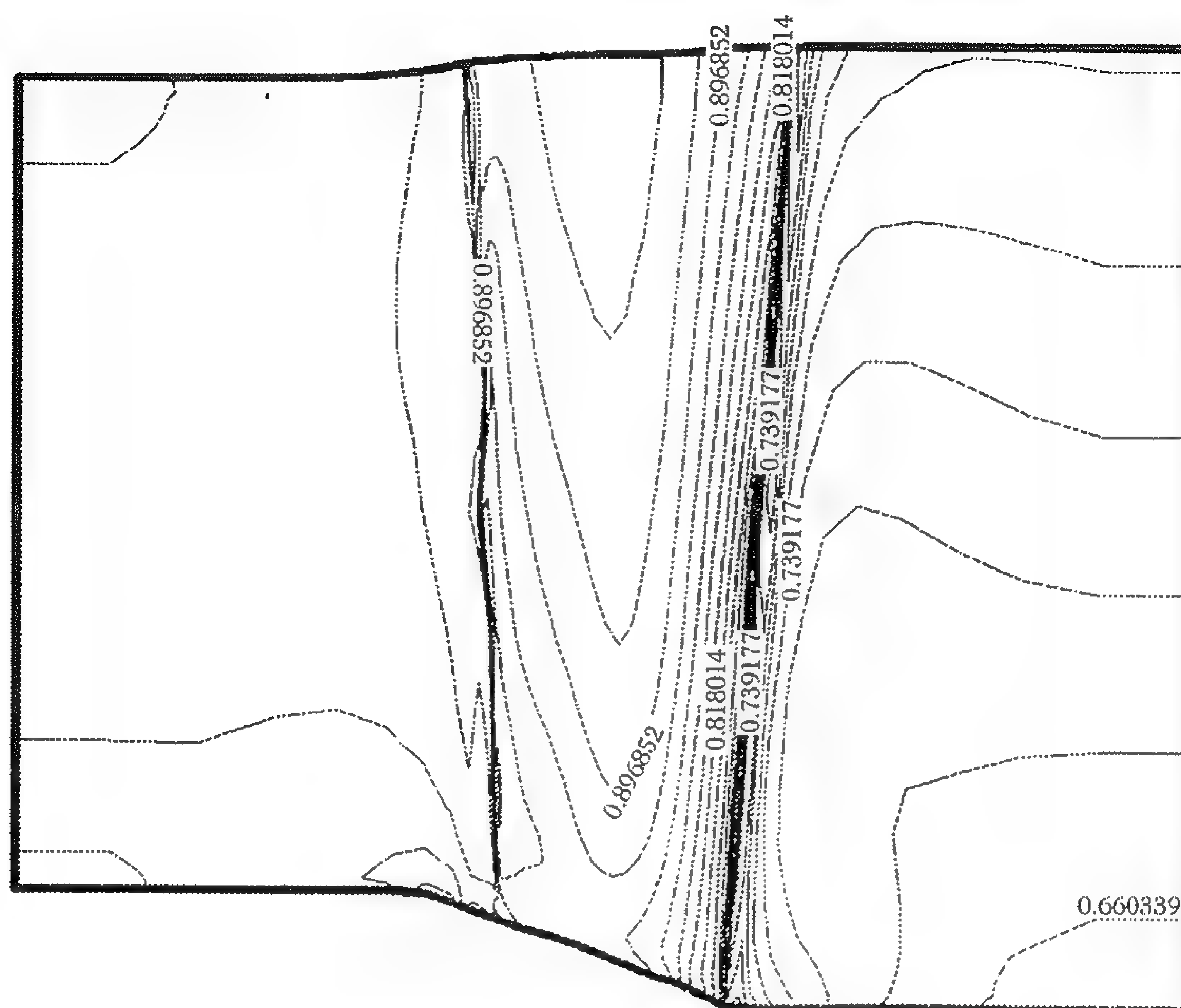


图 3－5　某叶片叶背表面压力等值线

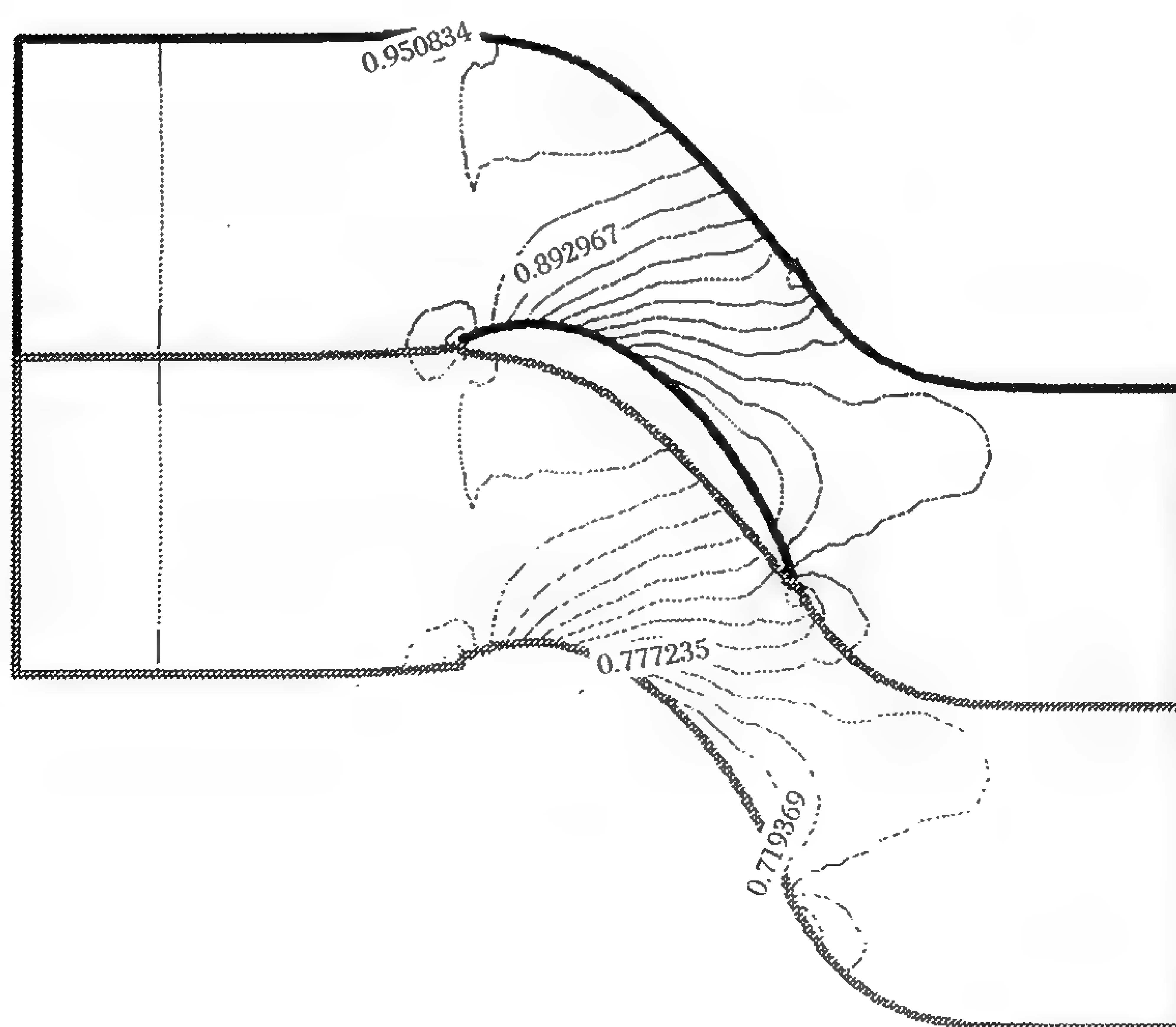


图 3－6　某叶栅槽道的压力等值线

(b) 速度场分析

速度场或马赫数场的分析是对压力场分析的重要补充。压力场直接影响速度场，但马赫数分布还可以区分亚声速区和超声速区，这对分析激波损失、激波与附面层相互作用是很有用的。虽然对压力场的分析也可获得激波存在的信息，但对马赫数场的分析可以看出激波前马赫数以及通过激波前后马赫数的变化，从而更直观地看出激波的强弱。

(c) 流线图分析：用叶盆及叶背表面、中心 S_2 流面以及3个不同径向位置的 S_1 流面的流线分布可以分析密流的变化、流向的流线曲率大小及方向。

(d) 熵等值线分析：在没有给定损失的情况下，通过熵等值线可以分析激波引起的熵增及数值粘性等。

b. 三维无粘流场的分析原则

(a) 叶盆、叶背的压力及马赫数沿流向分布：扩压段不能太长、扩压梯度不能太大、尽量减弱激波和减小最大马赫数；

(b) 在叶片两端区，应设计成后部加载型叶片载荷分布。叶片前半部负荷应比较小、横向压差比较小，这样有利于减少二次流损失；

(c) 在叶盆、叶背沿径向应有C型压力分布，使端区横向压力梯度减小，两端区叶片表面的附面层可向叶片中间迁移使端区损失下降并可减少径向串流损失。C型压力分布还可改变流线曲率，对叶片根、顶反力度也有影响；

(d) 尾缘区域，叶盆与叶背的压差要小以减小尾迹损失。

(2) 应用平均N－S方程求解涡轮三维流场对叶片流道设计的分析

无粘三维流场分析中的大部分内容对叶片粘性流场的分析同样适用。只是粘性流场中因叶片表面速度为零而不能分析速度场，但可以用静压对应的等熵马赫数来分析。除了无粘流场分析到的几点外，对于叶片三维粘性流场还要进行下面有关三维粘性及流场结构分析。

a. 叶片流道附面层流动分析。通过这一分析对附面层内速度分布、附面层厚度、动量损失厚度、是否分离及分离位置都会有清晰地了解；对于分析摩擦损失的大小及激波与附面层相互作用也是十分有意义的。此外，在分析中注意转捩的位置、注意壁面粘性应力的变化。如果需要，还要仔细研究、分析附面层内各种紊流量，分析紊流模型中的 k、ε 等量在附面层内的变化。附面层内的深入分析会给设计者很多新的启示，对改进设计方案减少摩擦损失很有意义。

b. 叶片尾缘流动分析。使用较好的全三维粘性流场计算机程序，能得出尾缘流动的清晰流谱。尾缘流动分析主要是分析尾迹损失与尾缘波系的强弱，在分析中还要注意尾缘与壁面的压力分布及尾涡内的结构。通过尾缘流动结构分析可提出减少尾迹损失的方法与采取的措施。图3－7和图3－8示出了有粘三维计算的尾迹流。

c. 叶盆、叶背表面及内、外端壁表面区极限流线和摩擦力线图分析。通过这一分析可以了解分离流动、涡系分布与径向串流。一般通过内、外端壁表面区可以看出马蹄涡的位置与强弱；内、外端壁的分离线与再附线及各种奇点；流道涡产生的位置。通过对叶盆、叶背的极限流线图分析可以看出径向串流与壁角分离区，S_1 流面翘曲的程度。可以说壁面极限流线图的分析是研究二次流，马蹄涡、流道涡、壁面涡等不可缺少的工作。对于有间隙的流动，还可以分析泄漏涡与刮削涡。三维粘性流场计算某一转子叶片叶盆处的极限流线示于图3－9，从图中看出在靠近尾缘气流有分离，从根、顶放大图看出因流道涡的作用使流线错移。

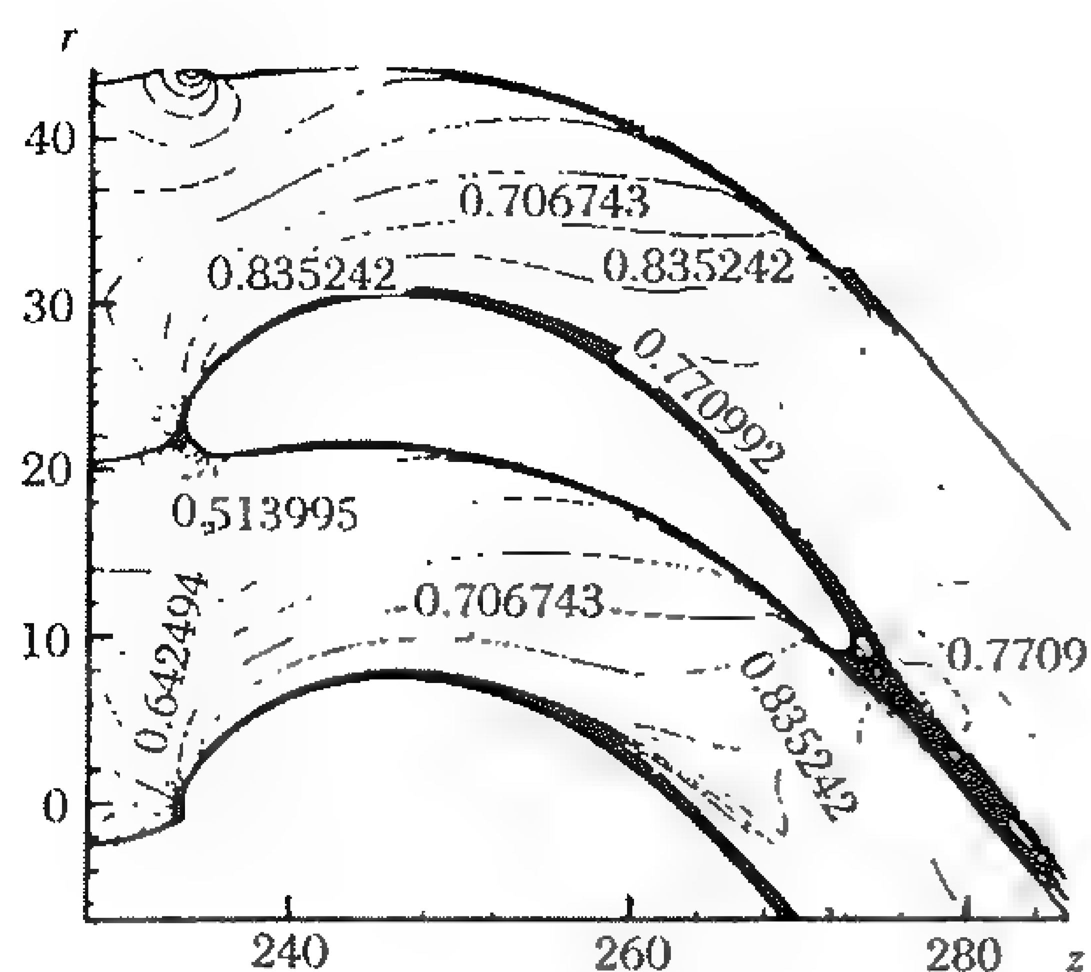


图3-7　三维有粘计算的某转子叶片转子叶片根部的马赫数等值线

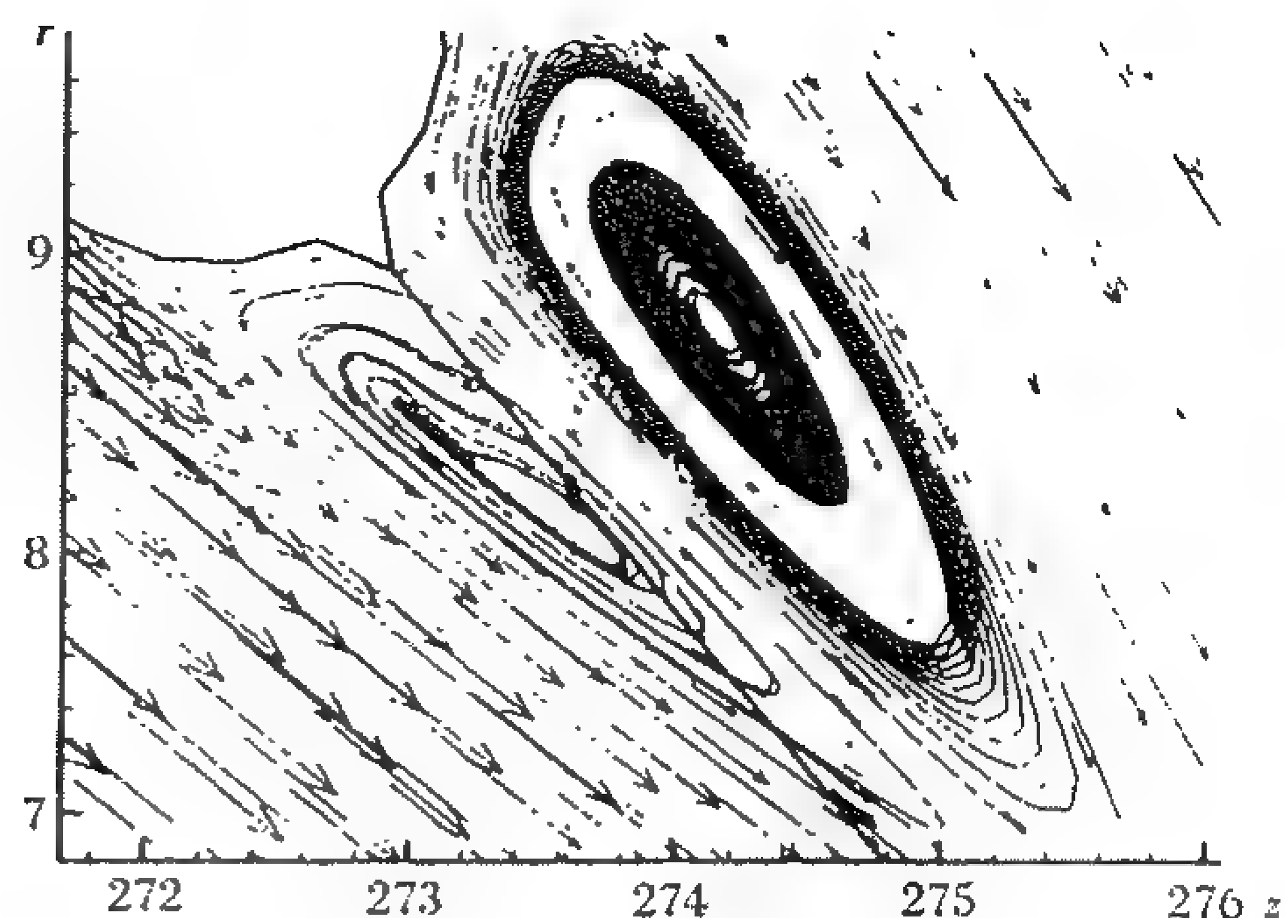
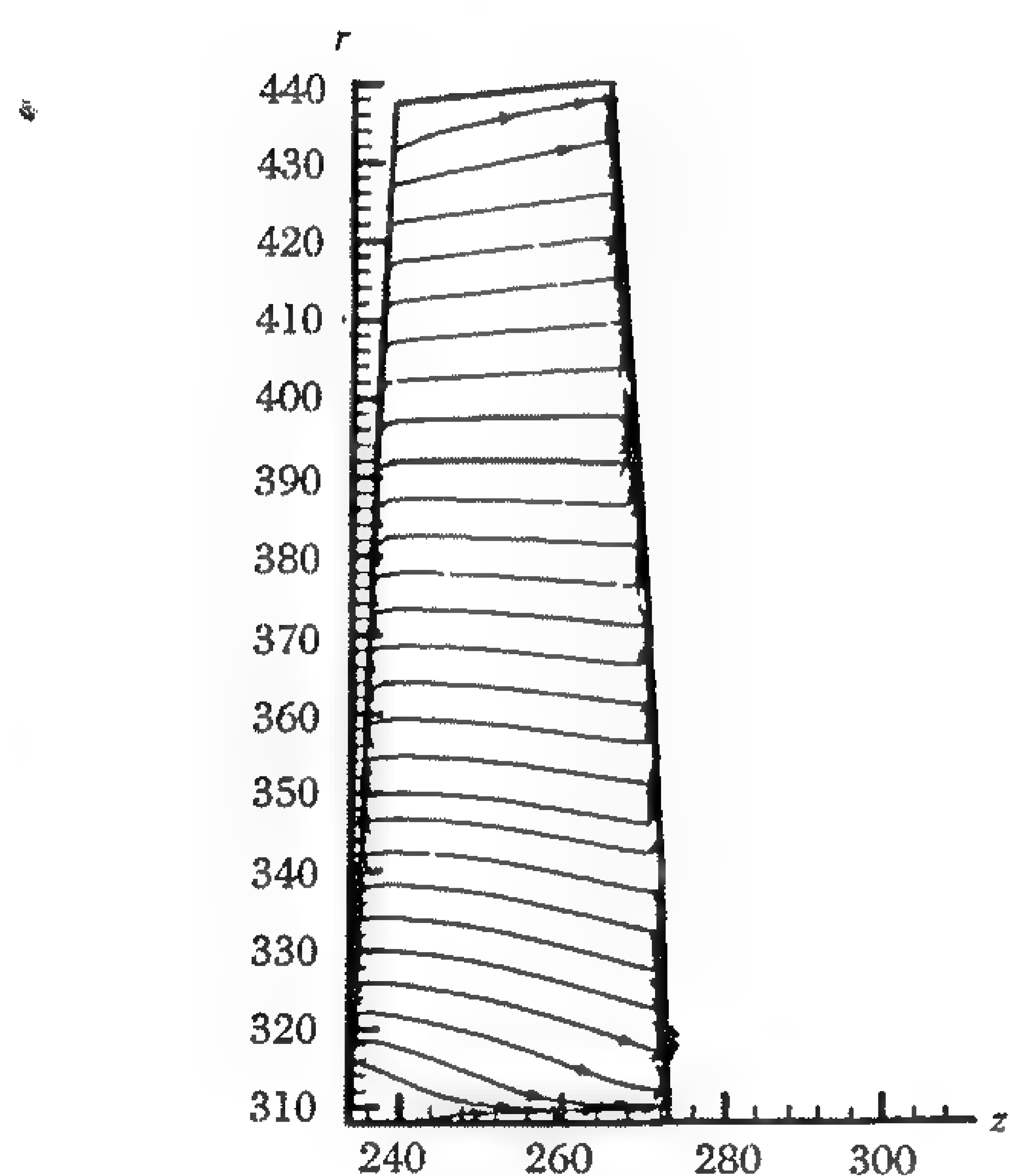
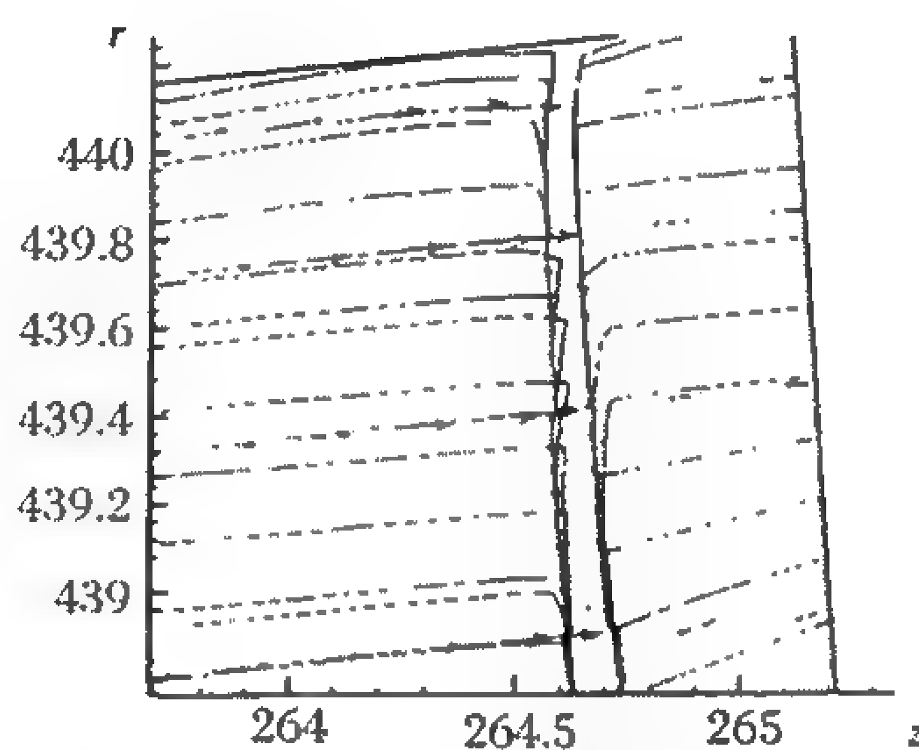


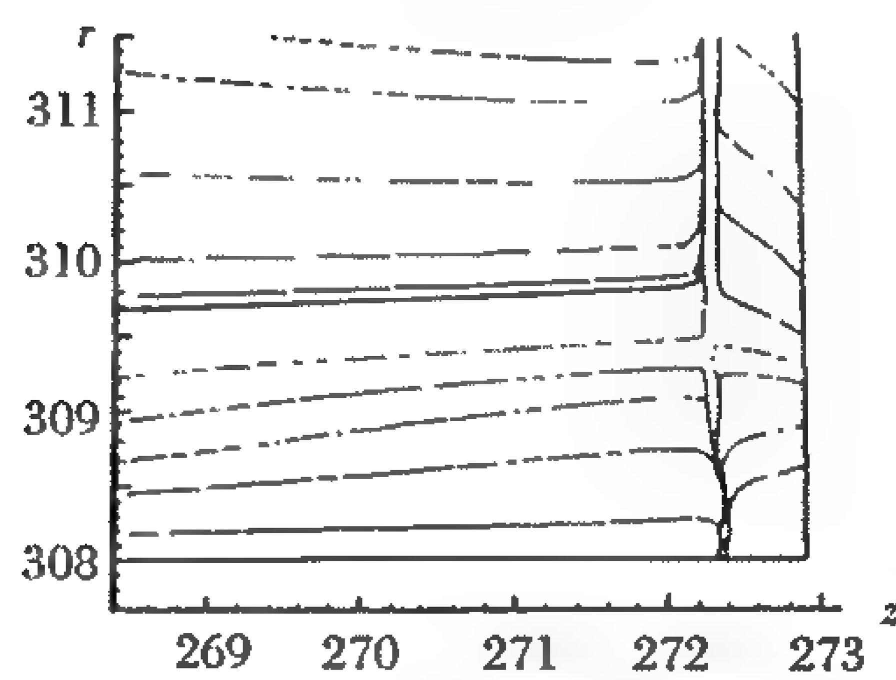
图3-8　三维有粘计算的某转子叶片根部尾缘放大的流迹图



(a)转子叶片



(b)叶片顶部放大图



(c)叶片根部放大图

图3-9　三维有粘计算转子叶片的极限流线

d. S_3面"二次流"分析、涡量分析。通过S_3面"二次流"速度、"二次流"流线及等涡量线可以分析马蹄涡与流道涡的发展，分析壁面涡与壁角涡、尾缘涡，如图3-10所示，对有间隙流动还可以分析刮削涡与泄漏涡。对S_3面速度、涡量等参数的分析，是分析各种涡系与二次流的重要内容。通过对S_3面涡系的分析也可以分析二次流损失产生的原因与影响因素。

e. 叶栅损失分析。损失分析可用拟S_2流面等值线、拟S_1流面等值线及S_3面等值线图来进行。此外，可取槽道中损失沿周向栅距的平均值、分析基元损失沿径向、沿轴向、沿拟流向方向的变化；还可在各计算站将上述周向平均损失再作径向平均，得到各计算站的总损失，从而分析总损失沿拟流向的变化。也可将流道看作是一个控制体，计算控制体进出口的损失。

计算损失可用能量损失系数、总压恢复系数、压力损失系数、热效率和熵等参数来描述,不同的参数描述,对从不同角度分析损失的组成与产生原因具有一定的意义。在计算损失所用的公式中,应尽量避免各种参数计算误差带来的损失计算误差。

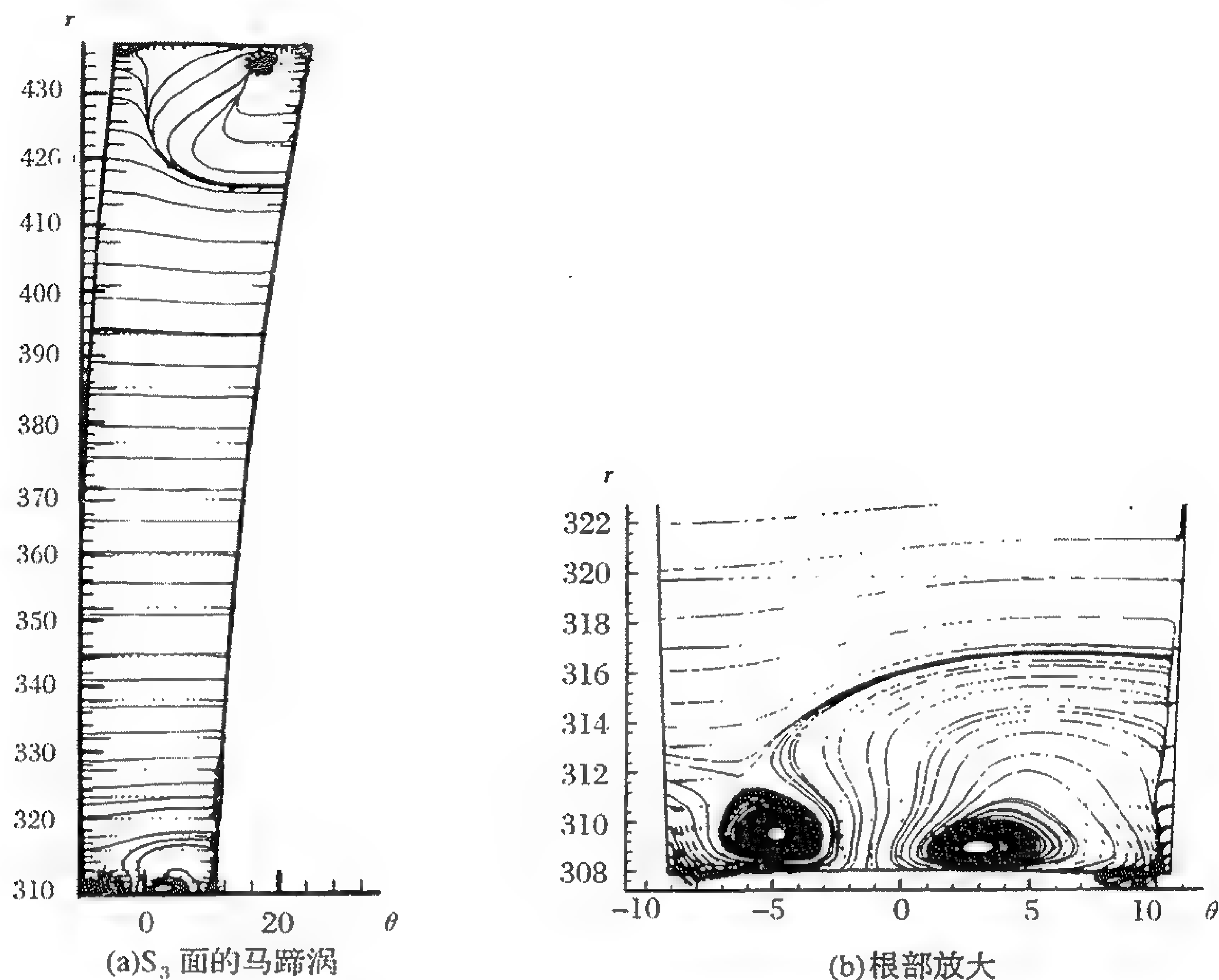


图3-10 三维有粘计算的靠叶片前缘的马蹄涡

f. 局部流场结构分析。对于粘性流场有很多细小的流场结构对流场损失影响很大,如前面讲的尾缘流场结构、前缘处内外端壁的鞍点附近的流线迹线、流道涡生成点的位置、端壁角区的分离区、叶片表面的转捩线等,这些局部流场结构必须给予足够的重视。

g. 其他物理量的分析。对于粘性流动,如加速度、涡量加速度、温度、变形张量与应力张量各分量、粘性、导热性等物理量,在分析不同问题时都应该给予不同的注意和分析。

(3) 粘性计算误差分析

在应用粘性流分析各物理参数确定其流场品质优劣时,一定要注意数值模拟计算本身的误差。

一般来讲差分格式会带来截断误差,这种误差会产生数值粘性效应,目前粘性流求解大都是二阶精度差分格式,二阶精度差分格式的数值粘性是存在的,最好采用三阶精度的差分格式,从原理上讲这种格式数值粘性基本上不存在,但在壁面与各种交界面处有时处理不好,差分格式精度会下降,数值误差就比较大。

除了离散方法带来的误差外,区域离散误差也是一个要注意的问题,有时其值远大于方程离散误差。在生成网格时必须注意网格畸变问题,尽量减少网格畸变带来的误差。

对于粘性流动,附面层流动十分复杂,分离流与涡系也十分复杂,要能对附面层准确描述、对涡系准确描述,必需有足够的网格数,一般附面层内沿壁面垂直方向要求有10~20网格点,对分离流与涡系要求在分离区与涡系区中有足够的网格点,否则分离流与涡系会出现被粗网

格滤掉的现象。

应用平均N-S方程求解粘性流，计算误差的大部分是来自转捩模型与紊流模型。对于没有分离区的流动，通过试验标定后认为粘性流计算结果是比较准的；对于有分离的流动、涡系比较复杂的流动，各种紊流模型都会带来不同的计算误差，这是粘性计算最不好解决的难题。为了解决这一问题可采用两种方法，其一是采用更精确的计算方法，如大涡模拟，其二是采用通过与试验对比并经过修正(或称标定)的方法使计算更准确。

为了准确计算边界层，正确计算分离和各种涡系，一般一列叶栅网格最少要有38×38×80个计算点，最好有70×70×120个以上的计算点。在方案比较中，计算点也可以少一些。

3.3 S_2流面计算方法

目前，求解燃气在涡轮中流动所遵循的基本方程组时，对燃气流动做如下假设：

(1) 绝热流动；

(2) 定常流动；

(3) 无粘流；

(4) 轴对称；

(5) 工质是完全气体。

3.3.1 基本方程

燃气在涡轮中流动遵守质量守恒、动量守恒、能量守恒三大定律并服从气体状态方程。因此，求解涡轮流场就是要得出满足基本方程组的数值解。

(1) 连续方程

微分形式

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \nabla\cdot(\rho\vec{c}) = 0 \tag{3-1}$$

对于定常流动

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} = 0$$

所以

$$\nabla\cdot(\rho\vec{c}) = 0 \tag{3-2}$$

式中：$\vec{c}$——绝对速度矢量；

ρ——密度；

t——时间。

在圆柱坐标系 r,θ,z 中(见图3-4)，由(3-2)式可得出圆柱坐标系中定常流动的表达式

$$\frac{\partial(r\rho c_r)}{r\partial r} + \frac{\partial(\rho c_u)}{r\partial\theta} + \frac{\partial(\rho c_a)}{\partial z} = 0 \tag{3-3}$$

对于轴对称流动

$$\frac{\partial(r\rho c_r)}{r\partial r} + \frac{\partial(\rho c_a)}{\partial z} + \frac{\rho c_u}{r} = 0 \tag{3-4}$$

式中：c_r, c_u, c_a——速度在 r, θ, z 三个坐标方向的分速度。

(2) 运动方程

微分形式

忽略场力的作用，无粘条件的运动方程如下

$$\frac{\partial \vec{c}}{\partial t} + \vec{c} \cdot \nabla \vec{c} = -\frac{1}{\rho} \nabla p \tag{3-5}$$

对于定常流动

$$\vec{c} \cdot \nabla \vec{c} = -\frac{1}{\rho} \nabla p \tag{3-6}$$

根据向量模平方梯度公式，用矢量式表示式(3-6)为：

$$-\vec{c} \times (\nabla \times \vec{c}) + \nabla \frac{1}{2} c^2 = -\frac{1}{\rho} \nabla p \tag{3-7}$$

根据热力学关系式(3-6)右端为：

$$\frac{1}{\rho} \nabla p = \nabla H - T \nabla S - \nabla \frac{1}{2} c^2 \tag{3-8}$$

运动方程写为工程常用形式

$$-\vec{c} \times (\nabla \times \vec{c}) = -\nabla H + T \nabla S \tag{3-9}$$

对于相对坐标系，式(3-9)可表示为

$$\vec{w} \times (\nabla \times \vec{c}) = \nabla I - T \nabla S \tag{3-10}$$

$$\vec{w} = \vec{c} - \vec{u} \tag{3-11}$$

$$u = \omega r \tag{3-12}$$

式中：$\vec{w}$ ——相对速度矢量；

H ——燃气滞止焓；

I ——相对滞止转焓；

S ——熵。

在圆柱坐标系中，式(3-6)可表示为3个分量形式：

运动方程径向分量

$$c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + c_u \frac{\partial c_r}{r \partial \theta} + c_a \frac{\partial c_r}{\partial z} - \frac{c_u^{\ 2}}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial r} \tag{3-13a}$$

运动方程周向分量

$$c_r \frac{\partial c_u}{\partial r} + c_u \frac{\partial c_u}{r \partial \theta} + c_a \frac{\partial c_u}{\partial z} + \frac{c_r c_u}{r} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{r \partial \theta} \tag{3-13b}$$

运动方程轴向分量

$$c_r \frac{\partial c_a}{\partial r} + c_u \frac{\partial c_a}{r \partial \theta} + c_a \frac{\partial c_a}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial z} \tag{3-13c}$$

(3) 能量方程

微分形式

在无粘、绝热、定常流动的流体中

$$\frac{D}{D_t}\left(h + \frac{1}{2} c^2\right) = 0 \tag{3-14}$$

式中：h——燃气静焓。

对轴对称流动，沿流线 m 可写为：

$$\frac{\partial I}{\partial m} = 0 \tag{3-15}$$

$$\frac{\partial H}{\partial m} = 0 \tag{3-16}$$

式(3－15)表明，在转子叶片中气流的相对滞止转焓 I 沿流线不变；式(3－16)表明，在导向叶片中气流的绝对滞止焓 H 沿流线不变。

(4)动量矩方程

相对滞止转焓的定义

$$I = H - \omega(c_u r) \tag{3-17}$$

对转子叶片进、出口，沿流线可得出：

$$H_1 - H_2 = \omega(c_{u1} r_1 - c_{u2} r_2) \tag{3-18}$$

式(3－18)是欧拉动量方程。

(5) 状态方程

$$p = \rho RT \tag{3-19}$$

3.3.2　适于流线曲率法求解 S_2 流场的径向平衡方程

流线曲率法是目前 S_2 流面反问题计算广泛采用的方法，在轴向间隙中求解基本方程组。径向平衡方程包括径向分速、流线波动及熵的径向变化。该方法需给出转子叶片排进、出口沿径向变化的环量作为边界条件，因此又称为“可控涡(环量)设计方法”。

(1) 坐标系

图 3－11 示出流线曲率法的坐标系。

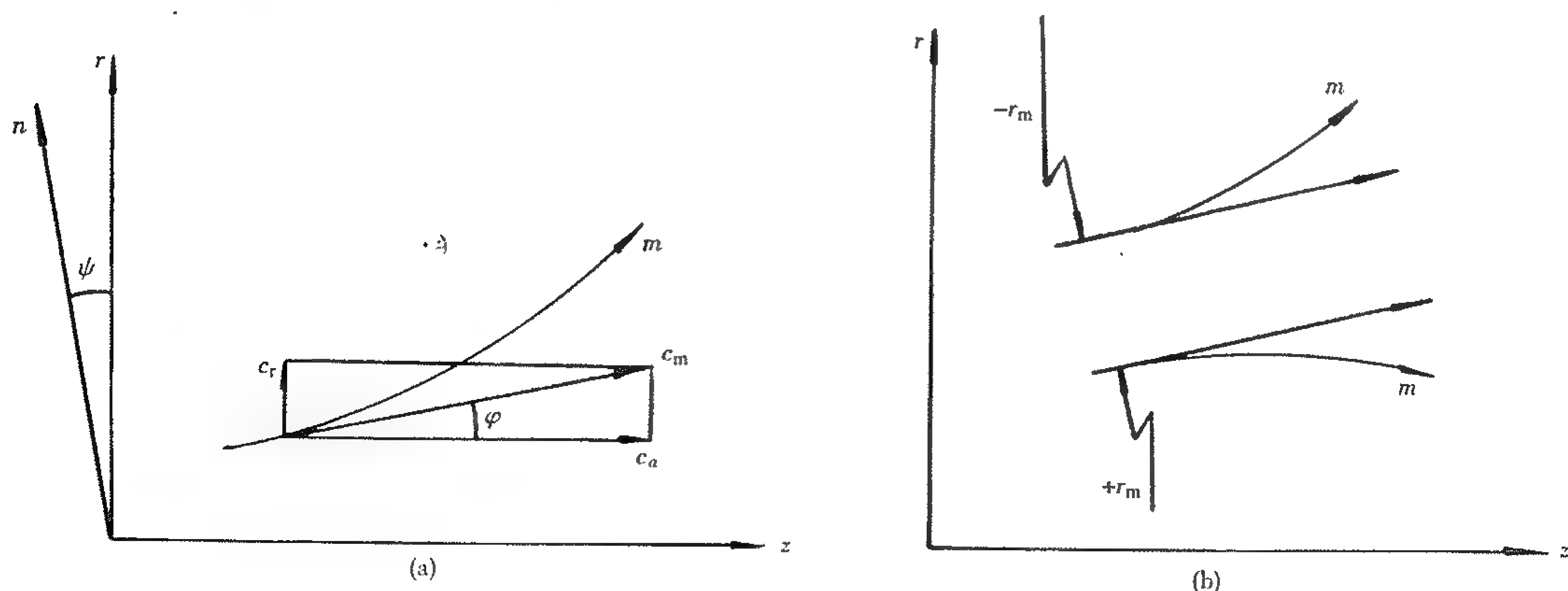


图 3－11　适用于流线曲率法的坐标系

图中：r —z 平面——子午面，r 为径向方向、z 为轴向方向；

m ——流线在子午面上的投影；

c_m——子午速度；

φ ——流线倾斜角，子午速度 c_m 与 z 轴的夹角，在 z 轴的逆时针方向 φ 角为正；

ψ ——计算站与 r 轴方向的夹角，在 r 轴的逆时针方向 ψ 角为负；

n ——由 ψ 角决定的方向；

r_m——流线在子午面投影的曲率半径，定义为 $1/r_m = -\partial\varphi/\partial m$，即凹面向上时曲率半径为负，见图3-11(b)。

(2)运动方程

根据轴对称假设，在 $r—z$ 平面，用 m 向及 n 向方向导数将运动方程径向分量式(3-13a)及轴向分量式(3-13b)改变形式，并用上述其他基本方程推出适于流线曲率法求解的运动方程如下：

$$\frac{\partial c_m}{\partial n} = \left(\frac{\partial H}{\partial n} - T\frac{\partial S}{\partial n} - \frac{c_u}{r}\frac{\partial(c_u r)}{\partial n}\right)/c_m - \left(\frac{\cos(\varphi-\psi)}{r_m} - \frac{\sin(\varphi-\psi)}{c_m}\frac{\partial c_m}{\partial m}\right)c_m \quad (3-20)$$

在式(3-20)中 $\frac{\sin(\varphi-\psi)}{c_m}\frac{\partial c_m}{\partial m}$ 项反映了子午速度在子午方向的变化率引起的加速度分量，可以表示为：

$$\frac{\sin(\varphi-\psi)}{c_m}\frac{\partial c_m}{\partial m} = -\frac{1}{1-M_m^2}\left[\frac{\sin\varphi\sin(\varphi-\psi)}{r} + \mathrm{tg}(\varphi-\psi)\frac{\partial\varphi}{\partial n} + \frac{\sin^2(\varphi-\psi)}{\cos(\varphi-\psi)r_m} + \sin\varphi\sin(\varphi-\psi)\frac{M_u^2}{r}\right] \quad (3-21)$$

式中：$M_m = c_m/a$；

$M_u = c_u/a$；

a——当地声速。

3.3.3 冷气掺混的影响及计算

随着航空涡轮所特有的高温、高压、高负荷的发展特点，为了降低叶片金属材料温度以确保叶片安全可靠工作，常采用空气冷却式叶片，流入叶片的冷却空气以不同方式、不同部位排入主燃气流道。冷却空气的排入，使主流燃气的流量增加、温度下降，同时也带来掺混损失。

对于现代高压涡轮，由于涡轮进口压力高而流道高度小、叶片短，在级负荷高、温度高的情况下，气流速度很大；为了有效地冷却叶片并达到最佳冷却效果，叶型内腔形状复杂、叶片弦长大、叶型尾缘厚度大。上述因素会使高压涡轮的叶型损失、二次流损失及冷气与主流燃气的掺混损失大大增加。因此，在高压涡轮中冷却带给涡轮性能的问题更为突出。

涡轮前温度的不断提高，叶片所需的冷却空气量也逐渐加大，已从最早的3%～4%增加到10%以上。当排入主流道的冷却空气流量超过主流燃气流量的5%～10%后，应该考虑冷气掺混对涡轮气动性能带来的影响。

由于冷却部位和冷却形式不同，冷气掺入主燃气流道产生的影响很难精确计算。目前采用的是一种简化的工程处理方法，在涡轮性能计算中考虑到冷气与主流燃气的质量掺混、能量掺混和动量掺混。

3.3.3.1 关于冷气掺混的假设

(1) 冷气与主流燃气掺混的过程和能量掺混的过程是等压过程。

(2)在计算站上,认为冷气与主流燃气已掺混均匀。

(3)冷气的等压比热容、比热容比和气体常数不变。

3.3.3.2 冷气与主流燃气的质量掺混

在计算中,将从叶片排喉道前排出的冷气流量计入叶片排出口计算站的混气流量中,掺混后计算站的流量为:

$$W_{mix} = W_g + m_c W_c \tag{3-22}$$

式中: W_{mix}——主流燃气与冷气掺混后的混气流量;

W_g——燃气流量;

W_c——喉道前掺入的冷却空气流量;

m_c——冷气参加做功的流量部分的比例系数,当 $m_c=1$ 时认为喉道前全部冷气量掺入并参加做功,也可根据情况选用 m_c 小于 1 的值。

3.3.3.3 冷气与主流燃气的能量掺混

在计算站混气的总焓等于燃气的总焓与冷气总焓之和:

$$c_{p\,mix} T_{t\,mix} W_{mix} = c_{pg} T_{tg} W_g + c_{pc} T_{tc} W_c \tag{3-23}$$

冷却空气与主燃气流的动量掺混带来的影响,不参加求解基本方程组的迭代计算,而是在求涡轮效率时,将因冷气与主流燃气动量掺混造成动量损失所导致效率的降低量计入涡轮效率。这部分内容将在 3.5.2.2 中介绍。

3.3.4 涡轮气动计算用的主要公式

3.3.4.1 流量

(1) 通过任意截面的流量

$$W = \frac{mP_t q(\lambda) A \sin\alpha}{\sqrt{T_t}} \tag{3-24}$$

式中: $m = \sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$;

k——比热容比;

R——气体常数;

$q(\lambda)$——气动函数;

λ——速度系数;

A——计算截面的环形面积;

α——气流角。

(2) 适用于流线曲率法的,用子午速度 c_m 表示的流量表达式

$$W_g = \int_1^i \frac{2\pi r \rho c_m \cos(\varphi - \psi)\mathrm{d}n}{\mu} \tag{3-25}$$

式中: μ ——流量修正系数,考虑附面层及冷气排出对流道面积的堵塞,$\mu > 1.0$;

i ——流管号。

上述积分式是对每个流管流量求和得到截面流量。

3.3.4.2 温度

(1) 绝对总温

导向叶片进、出口总温沿流线关系式

$$T_{t1} = T_{t0} \tag{3-26}$$

转子叶片排进、出口总温沿流线关系式：

$$T_{t2} = T_{t1} - \omega \frac{(c_{u1}r_1) - (c_{u2}r_2)}{\frac{k}{k-1}R} \tag{3-27}$$

有冷气掺混时的混气总温修正关系式：

$$T_{t\mathrm{mix}} = T_t \left(\frac{1 + \frac{W_c}{W_g} \frac{c_{pc}}{c_{pg}} \frac{T_{tc}}{T_t}}{1 + \frac{W_c}{W_g} \frac{c_{pc}}{c_{pg}}} \right) \tag{3-28}$$

该公式对任何位置的掺混截面都适合，用相应截面的燃气参数和冷气参数。

（2）相对总温

$$T_{t\mathrm{rel}} = T_t - \frac{c^2 - w^2 + r^2\omega^2}{\frac{2k}{k-1}R} \tag{3-29}$$

$$T_{t\mathrm{rel}} = \frac{H - \omega r c_u}{\frac{k}{k-1}R} \tag{3-30}$$

式中：ω——旋转角速度。

（3）静温

$$T_s = T_t - \frac{c^2}{2\frac{k}{k-1}R} \tag{3-31}$$

$$T_s = T_t - \frac{c_m^2 + c_u^2}{2\frac{k}{k-1}R} \tag{3-32}$$

3.3.4.3 压力

（1）绝对总压

沿流线计算总压

$$P_{t2} = P_{t1}\left(\frac{e^{\frac{s}{\frac{k}{k-1}R}} \quad T_{t2}}{e^{\frac{s}{\frac{k}{k-1}R}} \quad T_{t1}}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-33}$$

式中：e——自然对数底。

(2)相对总压

$$P_{t\mathrm{rel}} = \frac{P_s}{\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_{\mathrm{rel}}^2\right)^{\frac{k}{k-1}}} \tag{3-34}$$

(3)静压

导向叶片中，沿流线

$$P_{s1} = P_{s0}\left[\frac{T_{s1} + T_{t0} + (\eta_1 - 1)}{\eta_1 T_{s0}}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-35}$$

转子叶片中，沿流线

$$P_{s2} = P_{s1}\left[\frac{T_{s2} + T_{t2rel} + (\eta_2 - 1)}{\eta_2 T_{s1}}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-36}$$

式中：η_1，η_2——静子叶栅和转子叶栅的效率。

根据绝热方程，任意一点

$$P_s = P_t\left(\frac{T_s}{T_t}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-37}$$

3.3.4.4　**熵**

沿流线计算熵

$$S_2 = S_1 + \frac{k}{k-1}R\ln\left(\frac{T_{s2}}{T_{s1}}\right) - R\ln\left(\frac{P_{s2}}{P_{s1}}\right) \tag{3-38}$$

3.3.4.5　**涡轮膨胀比**

(1) 涡轮级膨胀比

$$\pi_{tst} = \frac{P_{t0}}{P_{t2}} \tag{3-39}$$

(2)多级涡轮膨胀比

$$\pi_{tT} = \frac{P_{t0}}{P_{t2T}} \tag{3-40}$$

3.3.4.6　**功**

(1)轮缘功

级轮缘功

$$L_{ust} = c_{u1}u_1 + c_{u2}u_2 \tag{3-41}$$

多级涡轮轮缘功

$$L_u = L_{u1} + L_{u2} + \cdots + L_{uz} \tag{3-42}$$

式中：$L_{u1}, L_{u2}, \cdots, L_{uz}$——多级涡轮中的各级轮缘功。

(2)有效功 L_T

级有效功

$$L_{Tst} = L_{ust}\delta_{RK} \tag{3-43}$$

式中，δ_{RK}为径向间隙漏气损失系数。当计算方法中的径向间隙漏气损失是按一定的径向分布计入总损失参加迭代计算时，不再用系数 δ_{RK}，则 $L_{Tst} = L_{ust}$。

多级涡轮有效功

$$L_T = L_{T1} + L_{T2} + \cdots + L_{Tz} \tag{3-44}$$

(3)等熵膨胀功

涡轮等熵滞止膨胀功

$$L_{tad} = \frac{k}{k-1}RT_{t0}\left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{tT}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \tag{3-45}$$

涡轮可用等熵膨胀功

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1}RT_{t0}\left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{sT}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right] \tag{3-46}$$

式中：

$$\pi_{sT} = \frac{P_{t0}}{P_{s2T}} \tag{3-47}$$

3.3.4.7 功率

(1) 有效功的功率

$$P_{T} = \frac{W_{g} L_{T}}{1000} \tag{3-48}$$

对于冷却涡轮级,因用于导向叶片的冷气在喉道前排入主流道并部分或全部参加做功,有效功率为:

$$P_{Tst} = \frac{(W_{g} c_{u1} u_{1} + W_{mix} c_{u2} u_{2}) \cdot \delta_{RK}}{1000} \tag{3-49a}$$

当不用系数 δ_{RK}时,有效功率用下式表示:

$$P_{Tst} = \frac{(W_{g} c_{u1} u_{1} + W_{mix} c_{u2} u_{2})}{1000} \tag{3-49b}$$

(2) 等熵滞止膨胀的功率

$$P_{Tad} = \frac{W_{g} L_{tad}}{1000} \tag{3-50}$$

对于冷却涡轮

$$P_{Tad} = W_{g} L_{tadg} + W_{c} L_{tadc} \approx (W_{g} + W_{c}) L_{tadmix} \tag{3-51}$$

式中:L_{tadg}——燃气等熵滞止膨胀功;

L_{tadc}——冷气等熵滞止膨胀功。

混气等熵滞止膨胀功表示如下:

$$L_{tadmix} = \frac{k_{m}}{k_{m}-1} R T_{tmix} \left[1 - \left(\frac{1}{\pi_{tT}}\right)^{\frac{k_{m}}{k_{m}-1}}\right] \tag{3-52a}$$

对于冷却涡轮级等熵功率也可用式(3-51)表示:

$$P_{Tad} = \frac{W_{g} \frac{k}{k-1} R T_{t0} \left(1 - \left(\frac{P_{s1}}{P_{t0}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) + W_{mix} \frac{k_{m}}{k_{m}-1} R T_{tmix} \left(1 - \left(\frac{P_{t2}}{P_{s1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right)}{1000} \tag{3-52b}$$

式中:k_{m}——混气的比热容比。

3.3.4.8 涡轮效率 η_{Tt}

$$\eta_{Tt} = \frac{P_{T}}{P_{Ttad}} \tag{3-53}$$

3.4 热态子午流道设计

涡轮是高温热端部件,燃气是在热态流道中完成做功。因此,在设计涡轮时,首先给定热态子午流道的形状和尺寸是气动计算的必要前提,最终确定的热态流道决定了冷态流道零件的设计尺寸。涡轮气动方案设计时,只进行平均半径气动计算,对比选择平均半径的参数。而在技术设计阶段,流道形式、叶片排的内、外径以及轴向位置都要最终确定。

3.4.1 设计依据

涡轮热态流道设计以发动机总体参数、发动机总体结构方案布置以及部件之间的协调参数尺寸为依据。主要考虑下面一些因素:

(1) 涡轮转子个数;

(2) 涡轮级数;

(3) 发动机及相邻部件对涡轮气动性能及参数的要求,如涡轮效率、涡轮出口绝对气流马赫数、涡轮出口气流角等;

(4) 总体结构、相邻部件或相连部分对涡轮流道尺寸的要求及限制;

(5) 发动机对涡轮最大直径及最大长度的限制;

(6) 对叶片强度、轮盘强度的考虑;

(7) 涡轮质量的考虑;

(8)涡轮气动方案设计结果。

3.4.2　热态子午流道的设计

3.4.2.1 涡轮子午流道的形式

由于气流在涡轮流道中是膨胀加速流动,气流密度下降,容积流量加大。为了合理控制轴向速度的变化,根据各参数的不同考虑和需要,涡轮子午流道从前到后一般设计成扩张流道。

(1)等内径流道

a. 等内径流道的平均直径逐级增大,见图 3-12。

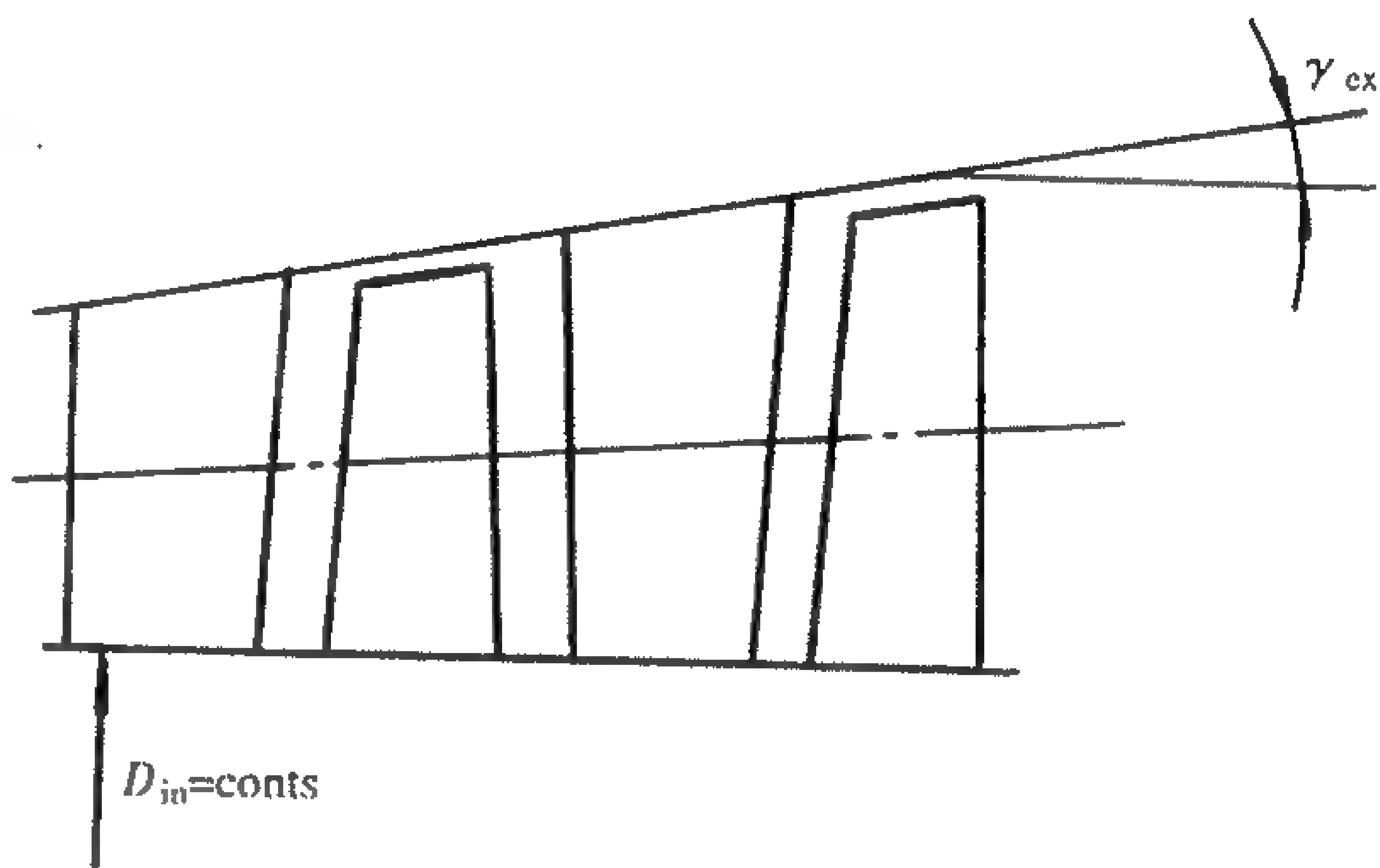


图 3-12　等内径流道

b. 与外径流道内扩的形式相比,在同样的环形面积条件下,流道高度小、叶片短;平均切线速度高,对于负荷比较高的涡轮,可减小叶片负荷,沿叶高易于合理分配负荷。

c. 由于容积流量的增加,为使轴向分速 c_a 的增加不至太大,可能造成流道的外壁扩张角太大,以至超过规定值。

(2)等外径流道

a. 等外径流道的平均直径沿流程逐渐减小,见图 3-13。

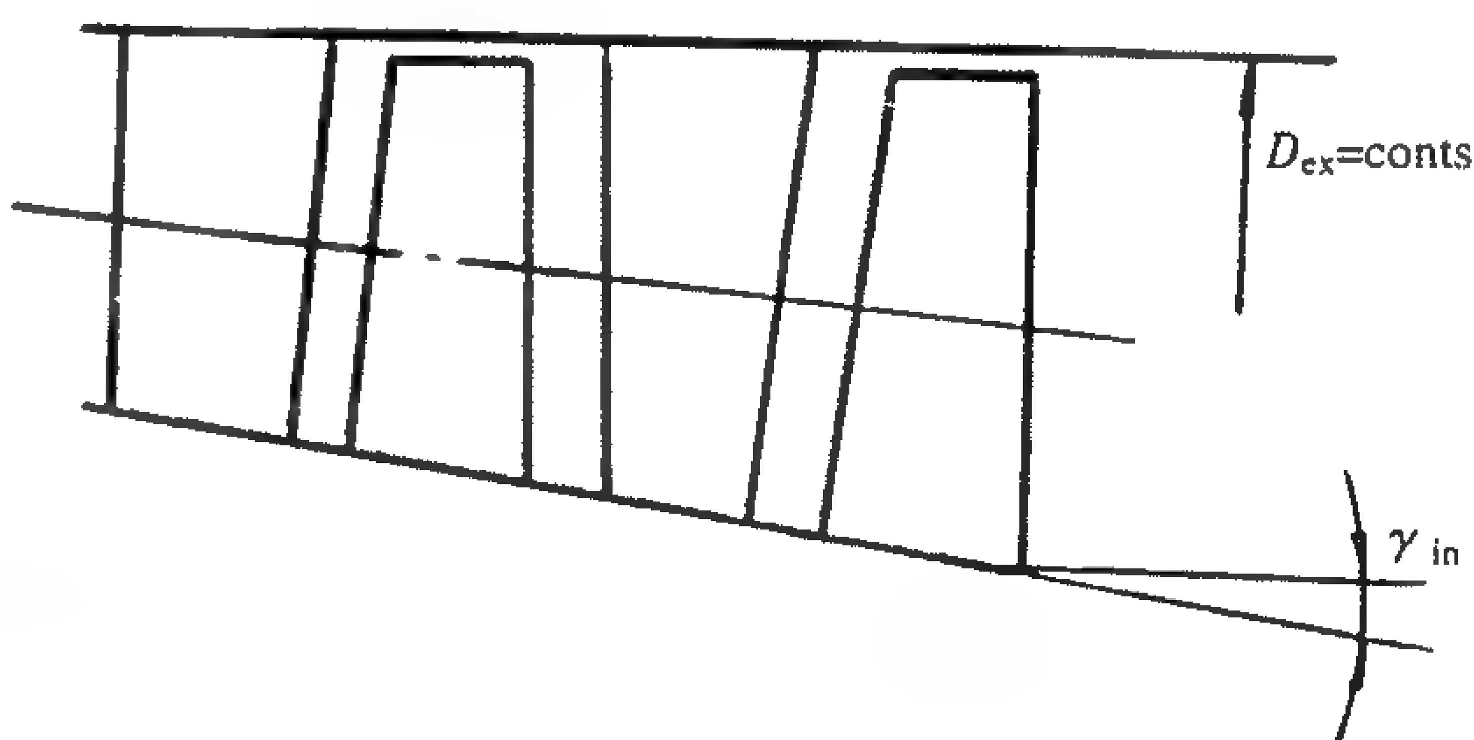


图 3-13　等外径流道

b. 与等内径流道相比,由于内流道内扩,在相同环面积条件下,后面级叶片较长,特别是末级可能会造成叶片强度问题。

c. 内流道内扩,平均直径沿流程减小,切线速度 u 减小,在相同转速下使叶片根部载荷系数增加,对效率不利。

(3) 内外壁均扩张的流道

这种类型的流道一般是外壁外扩、内壁内扩的形式。当内、外扩张角相等 $\gamma_{ex}=\gamma_{in}$时即为等平均半径流道,见图 3-14 。

(4) 组合式流道

一般单级涡轮的流道形式比较简单，根据需要适当地选用上述的某一种流道形式。对于多轴或单轴多级涡轮，由于流道较长，根据流道参数及结构方案考虑的需要，无论是内流道或外流道常常会采用不同形式的组合流道，如图3－15所示。为了减小气流的流动损失，流道各段必须光滑转接。

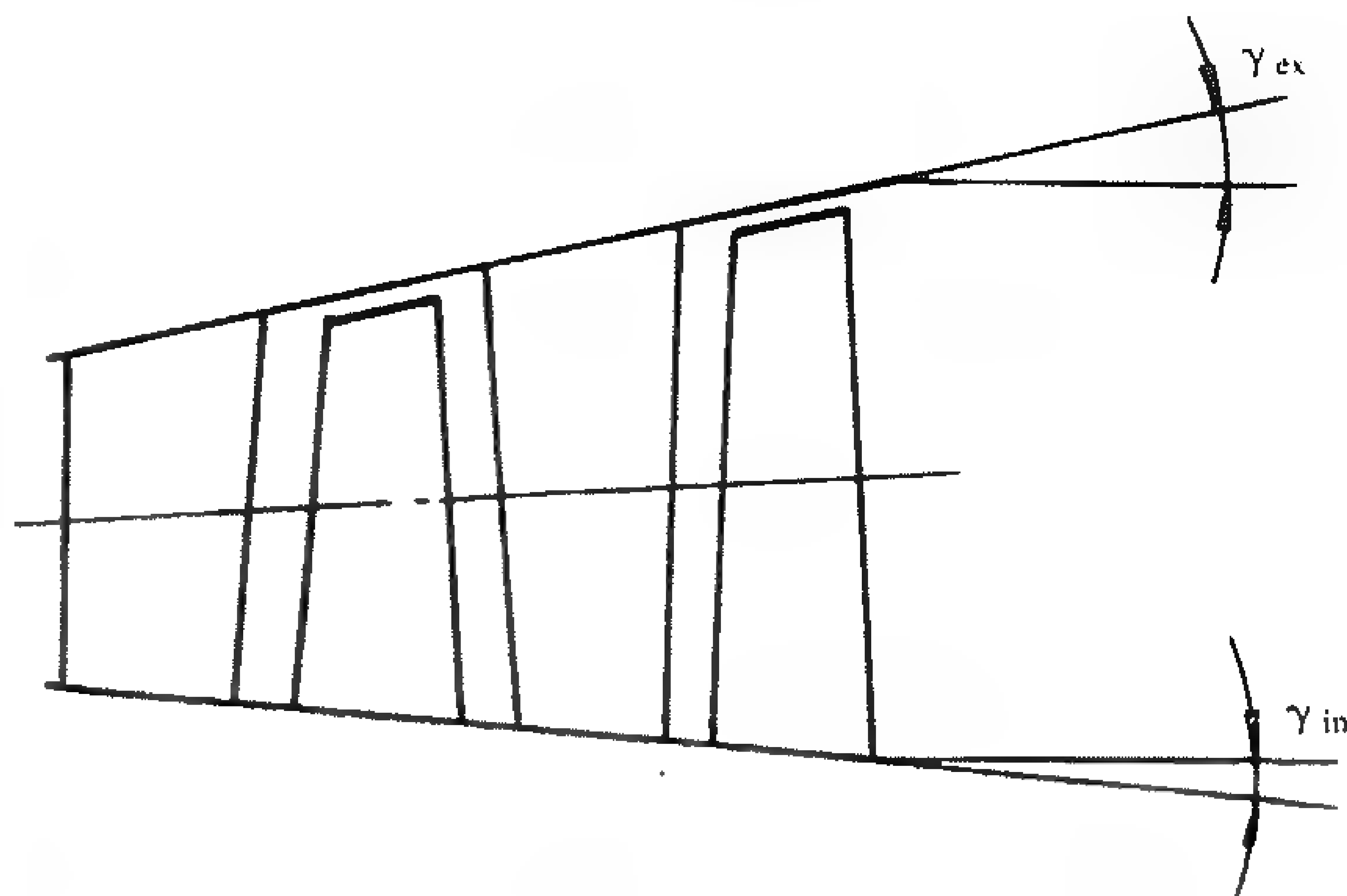


图3－14　内外壁扩张形流道

(5)特殊形状的流道

在考虑全三维流动影响的情况下，为了某种需要，特别是为了提高涡轮效率，将导叶流道外壁设计成前扩或倒S形外端壁收缩流道，如图3－16所示。这种流道可用于减小导叶进口外端壁涡的强度；自喉道后斜切口部分流道收缩，可使气流在斜切口段的流动平滑地扩散，起到减小二次流损失的作用。

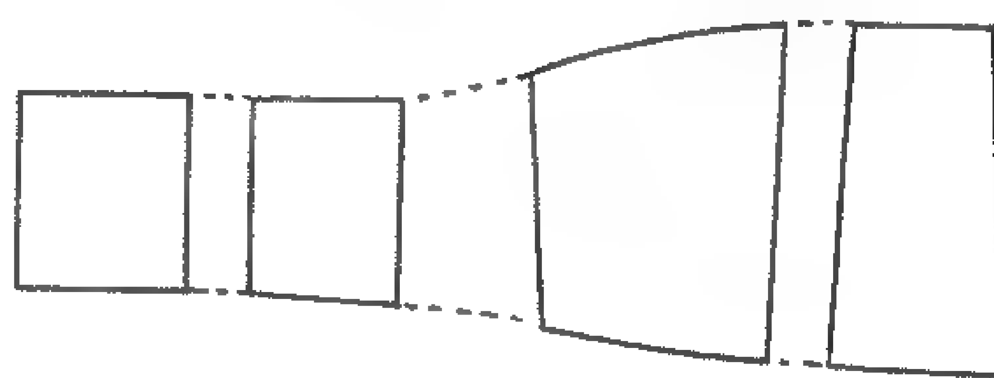


图3－15　组合式流道

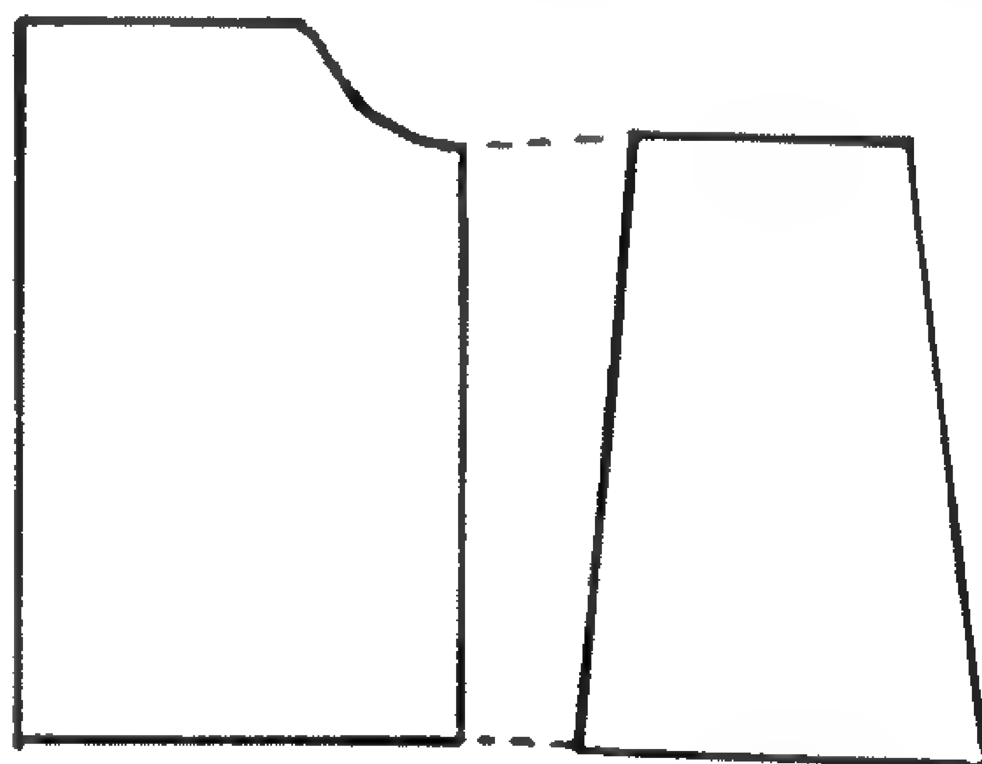


图3－16　特殊形式流道

3.4.2.2 **热态子午流道设计应考虑的主要因素**

设计涡轮热态子午流道包括确定流道所在的直径位置、流道高度以及涡轮每级的轴向长度和总轴向长度。

(1)涡轮出口马赫数 M_{2T}

a. 一般设计涡轮时，涡轮后面的部件限制涡轮出口马赫数 M_{2T}。

b. 对于给定的燃气设计参数，涡轮出口马赫数大致决定涡轮出口截面面积。M_{2T}大对应的涡轮出口面积小，反之亦然。

c. M_{2T}加大，涡轮后面装置的损失加大。

d. M_{2T}太大，涡轮的储备功率减小。一般 M_{2T}在0.5～0.55范围内，当加大膨胀比时，功率储备系数为：

$$\overline{P}_{max} = \frac{P_e}{P_{Td}} = 1.06 \sim 1.09 \qquad (3-54)$$

e. 计算和试验结果，建议 M_{2T}取在0.45～0.55范围。

(2)涡轮直径

a. 涡轮最大外径一般受到发动机总体结构尺寸要求限制，应该在保证涡轮性能的前提下，取较小的直径以减少材料消耗、降低涡轮质量及成本费用。

b. 在相同出口环形面积下，直径大则流道高度小、叶片短；直径小流道高度大、叶片较长。

(3)涡轮出口流道的环形面积 A_{2T}

一般要求涡轮出口气流角 α_{2T}接近轴向。在选定出口马赫数 M_{2T}和出口气流角 α_{2T}时，根

据式(3-24)可估算出涡轮出口环形面积

$$A_{2T} = \frac{W_{gT}\sqrt{T_{t2T}}}{mP_{t2T}q(\lambda_{2T})\sin\alpha_{2T}}$$

当 $\alpha_{2T}=90°$时，$\sin\alpha_{2T}=1.0$。

(4) 参数 AN^2—环形面积与转速平方之积是先进涡轮气动设计的一项指标(这里 N 为转速)，高 AN^2 值设计通常可以使涡轮效率提高，因其具有高速比($\frac{u}{c_{ad}}$)和低流量系数($\frac{c_a}{u}$)的特征。AN^2 值又是直接与结构尺寸有关的参数，因此在决定流道时，既要充分考虑采用高 AN^2 值，又要注意到其对叶片强度和寿命降低的影响。设计时可参考类型相当的现有涡轮的 AN^2 值。

(5)叶片的离心拉伸应力

初步给出涡轮出口环形面积 A_{2T}及直径后，必须估算转子叶片根部截面的离心拉伸应力及达到的安全系数。叶身离心拉伸应力的估算公式如下：

$$\sigma_p = \frac{\rho}{4g}\omega^2 D_{2Tav}h_{2T}(1+\frac{f_t}{f_h})\times 10^{-3} \qquad (3-54)$$

式中：ρ——叶片材料密度，kg/m^3；

ω——叶片旋转角速度，1/s；

h_{2T}——转子叶片高度，cm；

D_{2Tav}——转子叶片流道的平均直径，cm；

f_t/f_h——叶片顶部叶型截面和根部叶型截面有效面积比。

在这里假定叶型截面面积沿叶高呈线形变化。如果转子叶片带冠，叶身的离心拉伸应力还应加上叶冠的离心力引起的拉伸应力。叶冠产生的离心力为：

$$P = V\rho\omega^2 r \qquad (3-55)$$

式中：V——叶冠的体积，cm^3；

r——叶冠所在位置的平均半径，cm。

安全系数

$$n = \frac{\sigma_b}{\sigma_{max}} \qquad (3-56)$$

式中：σ_b——材料的许用应力，kgf/cm^2；

σ_{max}——叶型中的最大截面应力，kgf/cm^2。

一般，估算时 $n>2$。

转子叶片的应力中还应包括气动弯曲应力。通常在叶片应力详细计算时，用叶片的离心弯曲应力去抵消气动弯曲应力，因而剩余的弯曲应力比较小，在初步估算中可暂不考虑。

此外应充分注意到，燃气周向平均温度沿叶高的变化特点和叶片截面应力水平沿叶高的变化规律，温度高时材料的许用应力 σ_b 降低。因此，叶片最危险截面往往不是在叶根而是出现在根部以上 1/4 叶高处。

经叶片强度估算后，初步确定各计算截面的流道高度和直径位置。

(6) 叶片的轴向弦长

要确定热态流道的轴向尺寸，首先要初步给出各叶片排的轴向弦长 S(也称轴向宽度)。叶片轴向弦长小，同样级数情况下可以缩短涡轮的轴向长度；轴向弦长在一定程度上可反映弦长，高展弦比的叶片与低展弦比的相比对提高效率有利。

通常转子叶片根部截面轴向弦长比顶部截面大，导向叶片正相反。

初步确定叶片轴向弦长时，可参照已有的同类型涡轮叶片平均半径的展弦比 h/S_{av}值，当流道高度确定后，即可得到平均半径的轴向弦长 S_{av}。考虑振动的限制，一般规定转子叶片的展弦比 h/b 最大不超过5.5。

(7)叶片排之间的轴向间隙

转、静子叶片排之间轴向间隙的大小，要考虑转、静子之间气流流动的互相干扰和激振；因冷、热态引起的转、静子间相互位置的变化以及涡轮的轴向长度等变化。

一般带冠叶片与前面导向叶片的轴向间隙不小于导向叶片轴向弦长的20%；转子叶片与后面导向叶片的轴向间隙不小于导向叶片轴向弦长的25%。对于不带冠转子叶片希望间隙加大一倍。

(8)流道扩张角 γ

流道扩张角用于控制流道中的气流参数，特别是轴向速比 c_{a2}/c_{a1}，从而控制截面的速度三角形。但是不适当的扩张角会带来流动损失，甚至造成气流分离。涡轮试验结果表明，子午流道外壁扩张角 γ_{ex}不大于25°；内壁扩张角 γ_{in}不大于20°；流道总扩张角 γ_{Σ} 不大于35°。为保证流道变化均匀，相邻叶片排之间的局部扩张角应小于7°，最大不超过12°。

(9)阶差设计

为了使燃气流顺利地从前一排叶片无冲击地流入下一排叶片，一般在子午流道设计时使下一排叶片进气边的内径比前一排叶片排气边内径小，而下一排叶片进气边的外径比前一排叶片排气边外径大，见图3-17中的 δ_1、δ_2，其中 δ_1 为下阶差，δ_2 为上阶差。阶差的设计减小了因根、顶气流在下一排叶片进口受到阻碍而带来动能损失，故对转子叶片和导向叶片都需要。对于转子叶片，除了上述作用外可减小不带冠转子叶片叶尖的径向间隙漏气损失、避开带冠叶片因叶身与叶冠间的转接圆角造成的流道阻塞，较好地保证了转子叶片作功部分的有效高度。气动上的阶差设计还可以补偿因零件制造误差带来的子午流道的变化。

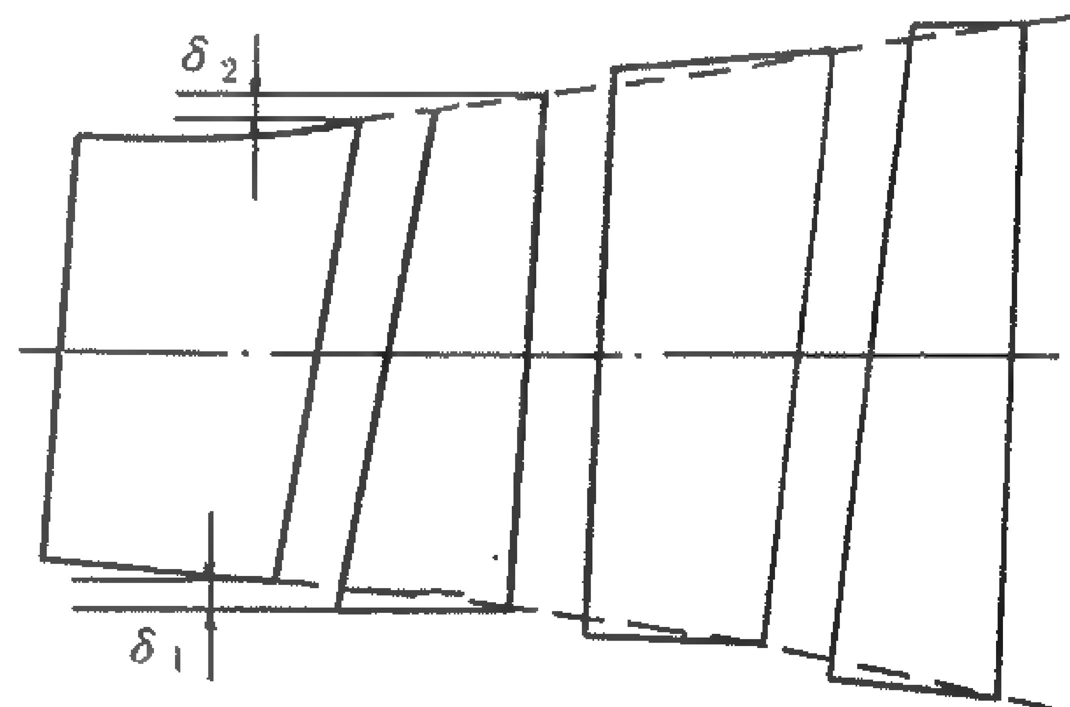


图3-17 流道中的阶差

试验表明，合理的阶差设计使涡轮效率提高，而不会带来局部损失。设计时，通常 $\delta_1 > \delta_2$。

(10)流道光滑性

子午流道，特别是多级涡轮的流道如果出现台阶、突扩，均会使损失加大，从而降低涡轮效率。因此在子午流道几何参数确定后，需进行流道光滑性检查和处理。无论内壁或外壁，其转接圆弧的曲率半径不应小于转接处的所在半径。

3.4.2.3 热态子午流道

初步设计流道，通常是在各种约束条件下，考虑各种影响因素，在满足总性能要求的前提下经多方案计算对比后得出的折衷结果。

在气动计算时需要给出热态子午流道的几何尺寸。以双级涡轮为例，图3-18给出了初步设计的热态子午流道几何尺寸及坐标。一般情况下，给出叶片排进、出口的轴向尺寸和对应半径。当壁面为曲线时，应多给坐标点数以确定曲线形状。

3.4.2.4　流道的检查

根据给出的初步热态子午流道进行气动计算并得出涡轮的气动参数，按照气动参数要求完成叶型设计是实现气动性能的重要环节。由于叶片造型中对叶型参数选择的要求、叶型积叠的需要等，使造型后叶型的轴向弦长及其沿叶高的分布均会与初始热态流道有差别，甚至于改变初始热态子午流道的坐标点。因此，造型后应该按叶型坐标检查流道，必要时修改流道坐标。

(1)在初步设计的子午流道图上，按各叶片排的叶型坐标，对应原叶片排的位置，确定积叠后各叶型坐标原点的位置。

(2)检查后对原流道几何尺寸进行适当调整。

(3)由各叶片排的坐标原点所做的径向线确定了各叶片排之间的相互位置和尺寸。

图 3－19 示出了最终的涡轮热态流道。

最终的热态流道是按设计流程图 3－3 迭代并满足性能要求后得出的，这些尺寸是涡轮结构打样图确定冷态各叶片排之间相互位置和轮盘位置的基本依据。

图 3－19 中的 1N—1N，1R—1R，2N—2N，2R—2R 为径向线，分别由对应叶片排的叶身坐标原点引出。

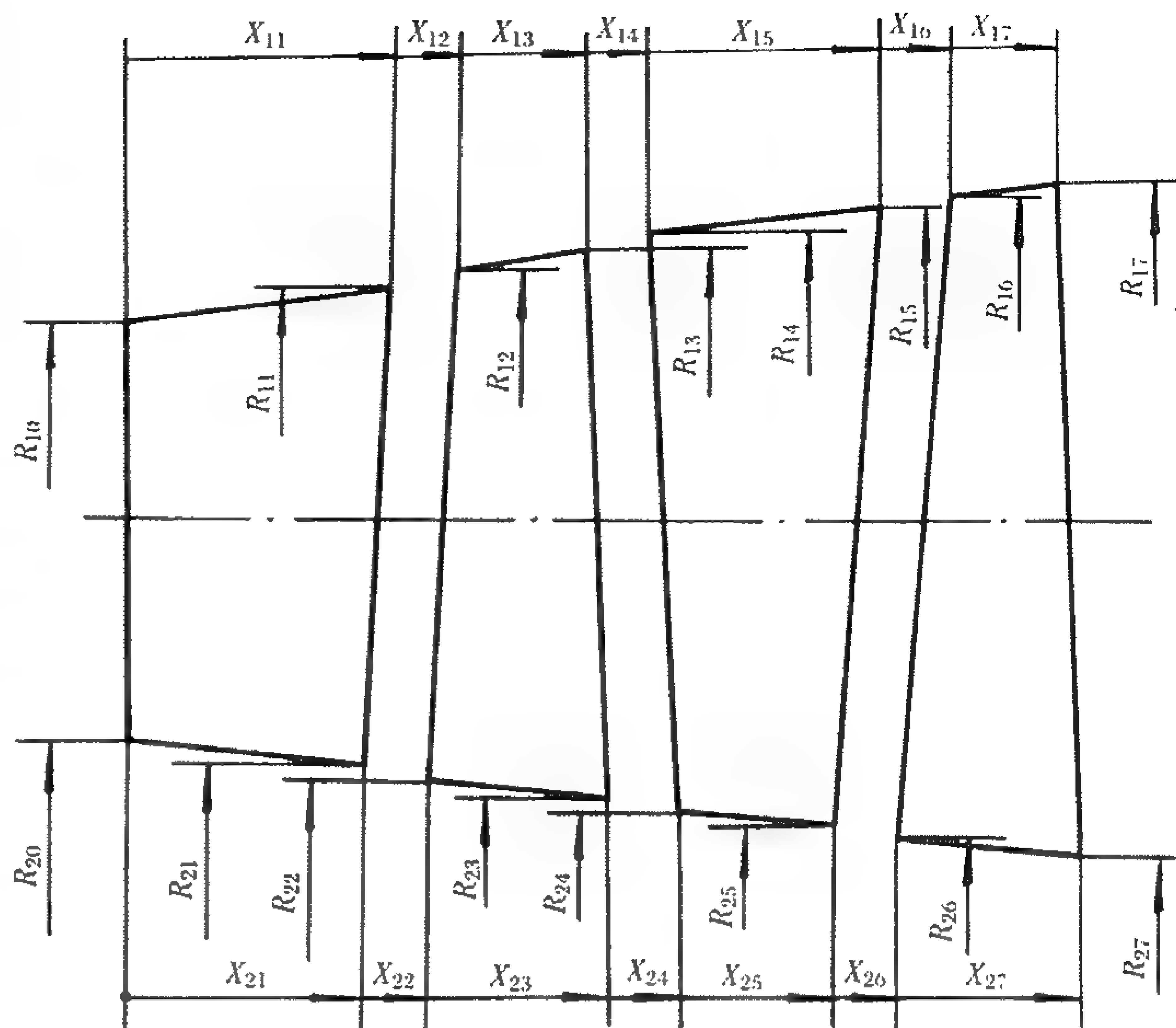


图 3－18　初步设计的涡轮热态子午流道

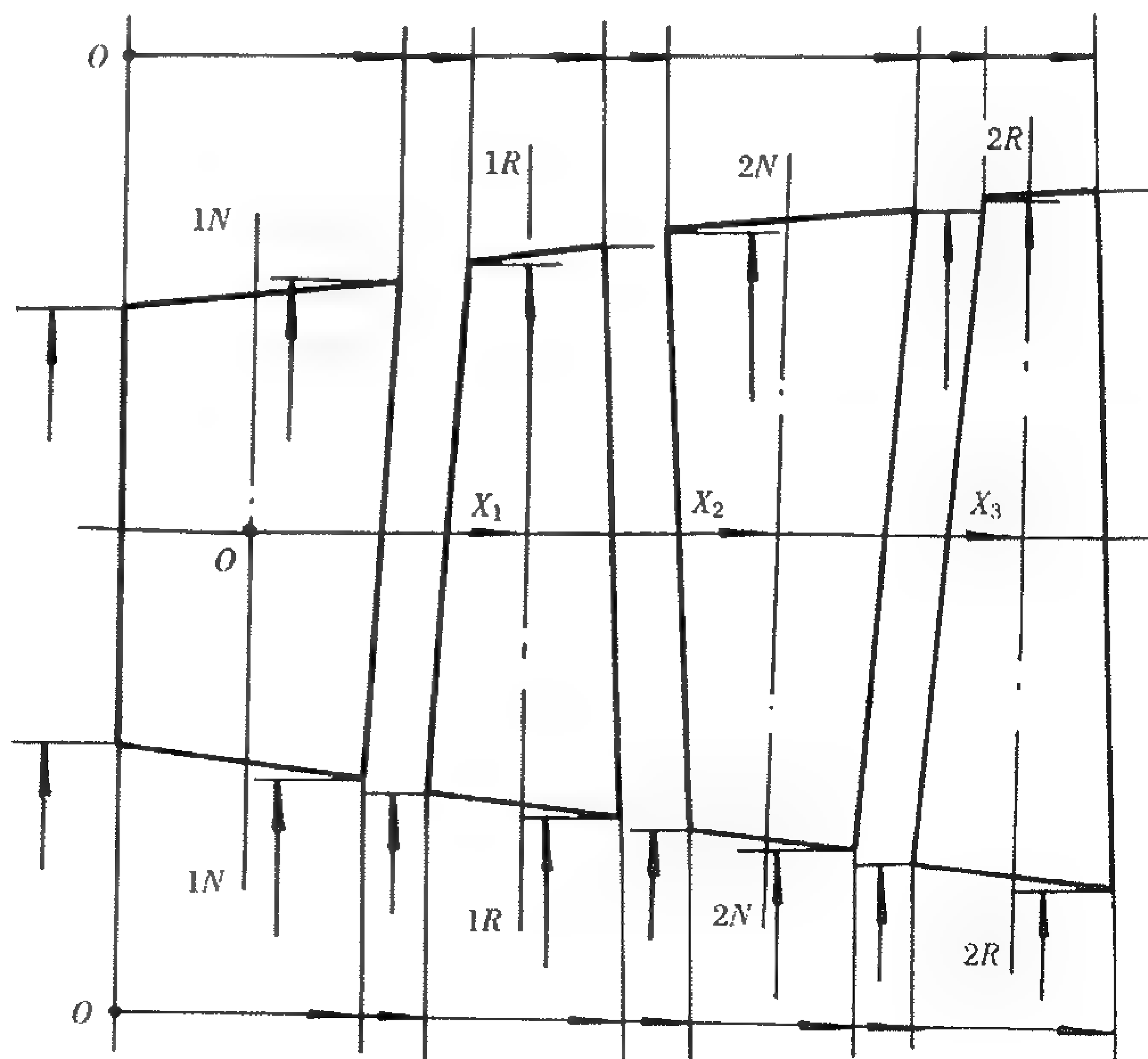


图 3－19　最终的热态子午流道图

3.5 涡轮中的损失和计算

3.5.1 损失系数

3.5.1.1 各种损失系数的定义

用图3-20示出的涡轮级焓熵图说明涡轮工作过程中各热力参数及损失的相互关系。

图3-20 涡轮级焓熵图

(1) 总压恢复系数 σ

定义：叶栅出口总压与进口总压之比。

导向叶片

$$\sigma_N = \frac{P_{t1}}{P_{t0}} \tag{3-57}$$

转子叶片

$$\sigma_R = \frac{P_{t2rel}}{P_{t1rel}} \tag{3-58}$$

(2) 总压损失系数(压力损失系数) Y

定义：叶栅进、出口总压差与出口总静压差之比。

导向叶片

$$Y_N = \frac{P_{t0} - P_{t1}}{P_{t1} - P_{s1}} \tag{3-59}$$

转子叶片

$$Y_R = \frac{P_{t1rel} - P_{t2rel}}{P_{t2rel} - P_{s2rel}} \tag{3-60}$$

(3) 速度损失系数 $\varphi(\psi)$

定义：叶栅出口气流的实际速度与等熵速度之比。

导向叶片

$$\varphi = \frac{c_1}{c_{1ad}} \tag{3-61}$$

转子叶片

$$\psi = \frac{w_2}{w_{2ad}} \tag{3-62}$$

(4) 能量损失系数

定义：叶栅损失的焓降与叶栅等熵焓降之比。

导向叶片

$$\zeta_N = \frac{\Delta h_{1\zeta}}{h_{1ad}} \tag{3-63}$$

转子叶片

$$\zeta_R = \frac{\Delta h_{2\zeta}}{h_{2ad}} \tag{3-64}$$

(5) 叶栅效率 η

定义：叶栅的有效焓降与其等熵焓降之比。

导向叶片

$$\eta_N = \frac{h_{1ad} - \Delta h_{1\zeta}}{h_{1ad}} \tag{3-65}$$

转子叶片

$$\eta_R = \frac{h_{2ad} - \Delta h_{2\zeta}}{h_{2ad}} \tag{3-66}$$

3.5.1.2　各损失系数间的关系

(1) 总压损失系数 Y 与总压恢复系数 σ

导向叶片

$$Y_N = \frac{1 - \sigma(\lambda_1)}{\sigma(\lambda_1) - \pi(\lambda_{1ad})} \tag{3-67}$$

$$\sigma(\lambda_1) = \frac{1 + Y_N \cdot \pi(\lambda_{1ad})}{1 + Y_N} \tag{3-68}$$

转子叶片

$$Y_R = \frac{1 - \sigma(\lambda_{2rel})}{\sigma(\lambda_{2rel}) - \pi(\lambda_{2adrel})} \tag{3-69}$$

$$\sigma(\lambda_{2rel}) = \frac{1 + Y_R \cdot \pi(\lambda_{2rel})}{1 + Y_R} \tag{3-70}$$

(2) 能量损失系数 ζ 与速度损失系数 $\varphi(\psi)$

导向叶片

$$\zeta_N = 1 - \varphi^2 \tag{3-71}$$

转子叶片

$$\zeta_R = 1 - \psi^2 \tag{3-72}$$

(3) 总压恢复系数 σ 与速度损失系数 $\varphi(\psi)$

导向叶片

$$\sigma(\lambda_1) = \frac{\pi(\frac{\lambda_1}{\varphi})}{\pi(\lambda_1)} \tag{3-73a}$$

$$\sigma(\lambda_1) = \left[\frac{1 - \frac{k-1}{k+1}(\frac{\lambda_1}{\varphi})^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_1^2}\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-73b}$$

$$\sigma(M_1) = \left[1 + \frac{k-1}{2}M_1^2(1 - \frac{1}{\varphi^2})\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-73c}$$

转子叶片

$$\sigma(\lambda_{2rel}) = \frac{\pi(\frac{\lambda_{2rel}}{\psi})}{\pi(\lambda_{2rel})} \tag{3-74a}$$

$$\sigma(\lambda_{2rel}) = \left(\frac{1 - \frac{k-1}{k+1}(\frac{\lambda_{2rel}}{\psi})^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_{2rel}^2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-74b}$$

$$\sigma(M_{2rel}) = \left[1 + \frac{k-1}{2}M_{2rel}^2(1 - \frac{1}{\psi^2})\right]^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-74c}$$

(4) 总压恢复系数 σ 与能量损失系数 ζ

导向叶片

$$\sigma(M_1) = \left(\frac{1 - \zeta_N(1 + \frac{k-1}{2}M_1^2)}{1 - \zeta_N}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-75}$$

转子叶片

$$\sigma(M_{2rel}) = \left(\frac{1 - \zeta_R(1 + \frac{k-1}{2}M_{2rel}^2)}{1 - \zeta_R}\right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{3-76}$$

(5) 速度损失系数 $\varphi(\psi)$ 与总压损失系数 Y

导向叶片

$$\varphi^2 = \frac{1-\tau(\lambda_1)}{1-[\frac{\pi(\lambda_1)}{1+Y_N-Y_N\cdot\pi(\lambda_1)}]^{\frac{k-1}{k}}} \tag{3-77a}$$

$$\varphi^2 = \frac{1-[\frac{(1+Y_N)\pi(\lambda_{1ad})}{Y_N\pi(\lambda_{1ad})+1}]^{\frac{k-1}{k}}}{1-\tau(\lambda_{1ad})} \tag{3-77b}$$

转子叶片

$$\psi^2 = \frac{1-\tau(\lambda_{2rel})}{1-[\frac{\pi(\lambda_{2rel})}{1+Y_R-Y_R\pi(\lambda_{2rel})}]^{\frac{k-1}{k}}} \tag{3-78a}$$

$$\psi^2 = \frac{1-[\frac{(1-Y_R)\pi(\lambda_{2adrel})}{Y_R\pi(\lambda_{2adrel})}]^{\frac{k-1}{k}}}{1-\tau(\lambda_{2adrel})} \tag{3-78b}$$

(6) 叶栅效率与损失系数

导向叶片

$$\eta_N = 1-\zeta_N = \varphi^2 \tag{3-79}$$

转子叶片

$$\eta_R = 1-\zeta_R = \psi^2 \tag{3-80}$$

3.5.2 涡轮中的损失计算

当发动机总体参数及涡轮流道几何尺寸确定后，涡轮性能基本上决定于损失体系。损失体系包括各种损失模拟方法及计算关系式，损失计算依赖于大量试验结果的支持，并直接影响所设计涡轮的效率和做功能力。

3.5.2.1 涡轮设计中损失的给定方法

(1) 直接给定损失值的方法

不同的设计计算方法，损失可以用不同的损失系数给出。一般常用速度损失系数 $\varphi(\psi)$、能量损失系数 ζ。英、美等国常用压力损失系数 Y。损失系数值给的准确程度直接影响到涡轮的设计精度。因此，采用这种给定损失的方法需要设计者有丰富的设计经验，还要借助于已有的不同涡轮试验数据并采用各种损失的简单估算方法。

(2)给定损失模型

以大量叶栅试验结果为依据，经数学分析归纳，在一定范围内建立具有较普遍适用的、具有一定精度的半经验公式。

在准三维无粘气动计算中用损失半经验公式参加迭代计算比较方便。

3.5.2.2 涡轮中的损失模型

(1) 涡轮中的损失

在涡轮中损失基本可归纳为4部分：

叶型损失；

二次流损失；

叶尖间隙漏气损失；

冷气掺混损失。

叶型损失包括摩擦损失、叶片边界层分离损失、尾缘损失、激波损失及激波附面层干扰损失。二次流损失包括由叶栅二次流产生的流道涡、刮削涡、出口涡等损失。叶尖间隙漏气损失主要是指转子叶片叶尖的漏气,有时将内腔向主流道的微量漏气作为附加损失计入。

本章介绍用于设计状态气动计算的损失公式。非设计状态的损失是在设计状态损失基础上进行修正,修正方法将在第6章介绍。此外,本章还将介绍其他常见的的损失计算方法。

涡轮中的总损失可用下式表示:

$$\zeta_{\Sigma} = \zeta_p + \zeta_s + \zeta_k + \zeta_{cool} \tag{3-81}$$

式中:ζ_p——叶型损失;

ζ_s——二次流损失;

ζ_k——叶尖间隙漏气损失;

ζ_{cool}——冷气掺混损失。

在不同的损失计算方法中,对叶尖间隙漏气损失 ζ_k 和冷气掺混损失 ζ_{cool} 的处理方法不同,这两种损失不一定是以单独的能量损失项计入总损失。通常,叶型损失 ζ_p 和二次流损失 ζ_s 是作为叶片流道内部流动的能量损失计入总损失并参加迭代计算:

$$\zeta'_{\Sigma} = \zeta_p + \zeta_s \tag{3-81a}$$

当径向间隙漏气损失计入总损失参加迭代计算时

$$\zeta''_{\Sigma} = \zeta_p + \zeta_s + \zeta_k \tag{3-81b}$$

而不再采用系数 δ_{RK}。

在准三维设计体系的 S_2 流面计算时,上述总损失中的各项损失均可按一定的分布规律分配给各流管,在各流管中叠加。

(2) 各项损失的半经验公式

方法1:

a. 叶型损失 ζ_p

$$\zeta_p = \frac{0.003}{\left(\dfrac{0.09k_{p1}}{\sin\beta_2} + 0.46\right)(\sin\beta_1 - \sin\beta_2) + 0.085} + 0.017 \tag{3-82}$$

当 $\beta_1 + \beta_2 \leqslant 90°$ 时,

$$k_{p1} = \sin\beta_1 \sin(\beta_1 + \beta_2)$$

当 $\beta_1 + \beta_2 > 90°$ 时,

$$k_{p1} = \frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 + \beta_2)}$$

试验表明,影响叶型损失的主要因素是叶栅的最佳相对栅距 $(t/b)_{opt}$、气流转折角 $\theta = 180° - (\beta_1 + \beta_2)$ 以及叶栅槽道收敛度 $O = \dfrac{a_1 \sin\beta_1}{a_{th}\sin\beta_2}$。在 $M<1$ 的亚声速流动范围内,叶型损失几乎不受 M 数的影响。式(3-82)用叶栅进、出口气流角表示上述各影响因素的关系式,简单实用并与大量试验结果相比吻合较好,可以满足工程设计需要。

该叶型损失计算公式适合于一维计算或沿流管计算。

b. 二次流损失

当叶片平均展弦比 $\dfrac{h}{b} \geqslant 2$ 时,

$$\zeta_s = 0.0474\frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1}\left(\frac{\text{ctg}\beta_1 + \text{ctg}\beta_2}{\frac{h}{b}}\right) + 0.0118 \qquad (3-83)$$

当叶片平均展弦比 $\frac{h}{b}<2$ 时，

$$\zeta_s = 0.0474\frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_1}\left(\frac{\text{ctg}\beta_1 + \text{ctg}\beta_2}{\frac{h}{b}}\right)\left[1 - 0.25\sqrt{2-\frac{h}{b}}\right] + 0.0118 \qquad (3-84)$$

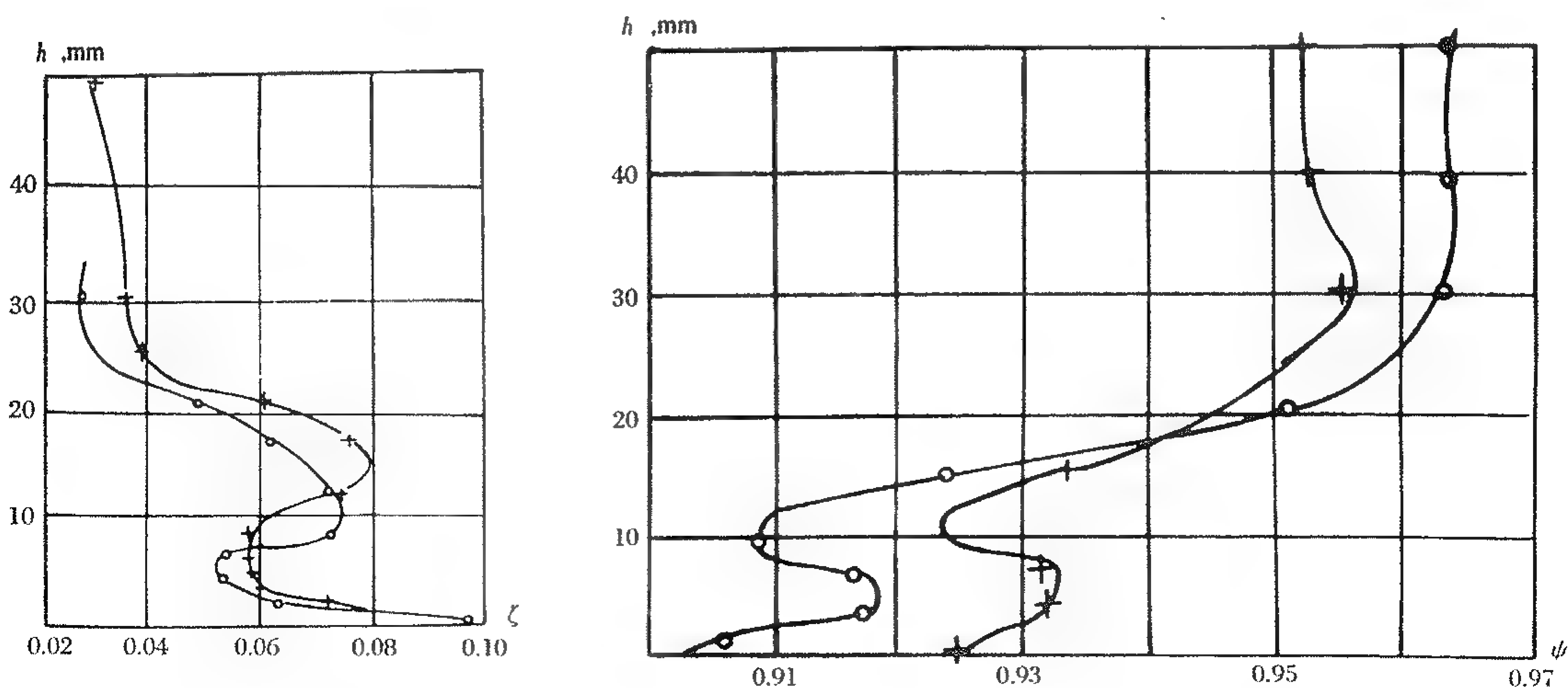
式(3－82)～(3－84)对导向叶片和转子叶片均适合，使用时进口角 β_1、出口气流角 β_2 及展弦比 h/b 代入对应叶片的相应值，如导向叶片其进口气流角为上一级出口的 α_2(第 1 级导向叶片进口气流角为 α_0)、出口气流角为 α_1 代入等。

在一维计算时，二次流损失公式(3－83)、(3－84)中的参数用叶片的平均值，在准三维设计系统中进行 S_2 流面计算时，需将二次流损失沿叶片高度合理分布，保证流道平均值。

二次流是由端壁边界层的横流与叶片端部截面叶型边界层堆积脱流而引起，因此二次流损失在靠近端壁的叶片根部和顶部比较大。试验测得的二次流损失曲线基本上以通道的平均半径为轴根、顶对称，在靠近端壁很薄的高度范围内二次流损失急剧加大。图 3－21 示出了叶片靠近根部一侧的二次流损失曲线，然而限于这种二次流损失分布在迭代计算中会遇到麻烦，因此通常将二次流损失分布作近似简化处理，简化后的损失分布如图 3－22(a)，(b)所示。将叶片沿叶高分为根部区、顶部区和中间区 3 部分，对长叶片，叶身的中间区部分只有叶型损失，而在根部区和顶部区除了叶型损失外还有二次流损失；对于短叶片，在整个叶高上除有叶型损失外均会大小不等地分布有二次流损失，甚至在叶片中部还会出现根、顶二次流损失叠加现象。

图中：$\zeta_p(r)$—叶型损失；ζ_{sav}—平均二次流损失；$\zeta_{st}(r)$—叶片顶部的二次流损失；$\zeta_{sh}(r)$—叶片根部的二次流损失。

一般，可将根、顶的二次流损失分布简化成如下二次抛物线形式：



(a) 能量损失系数　　(b) 速度损失系数

图 3－21　典型的转子叶片二次流损失试验曲线

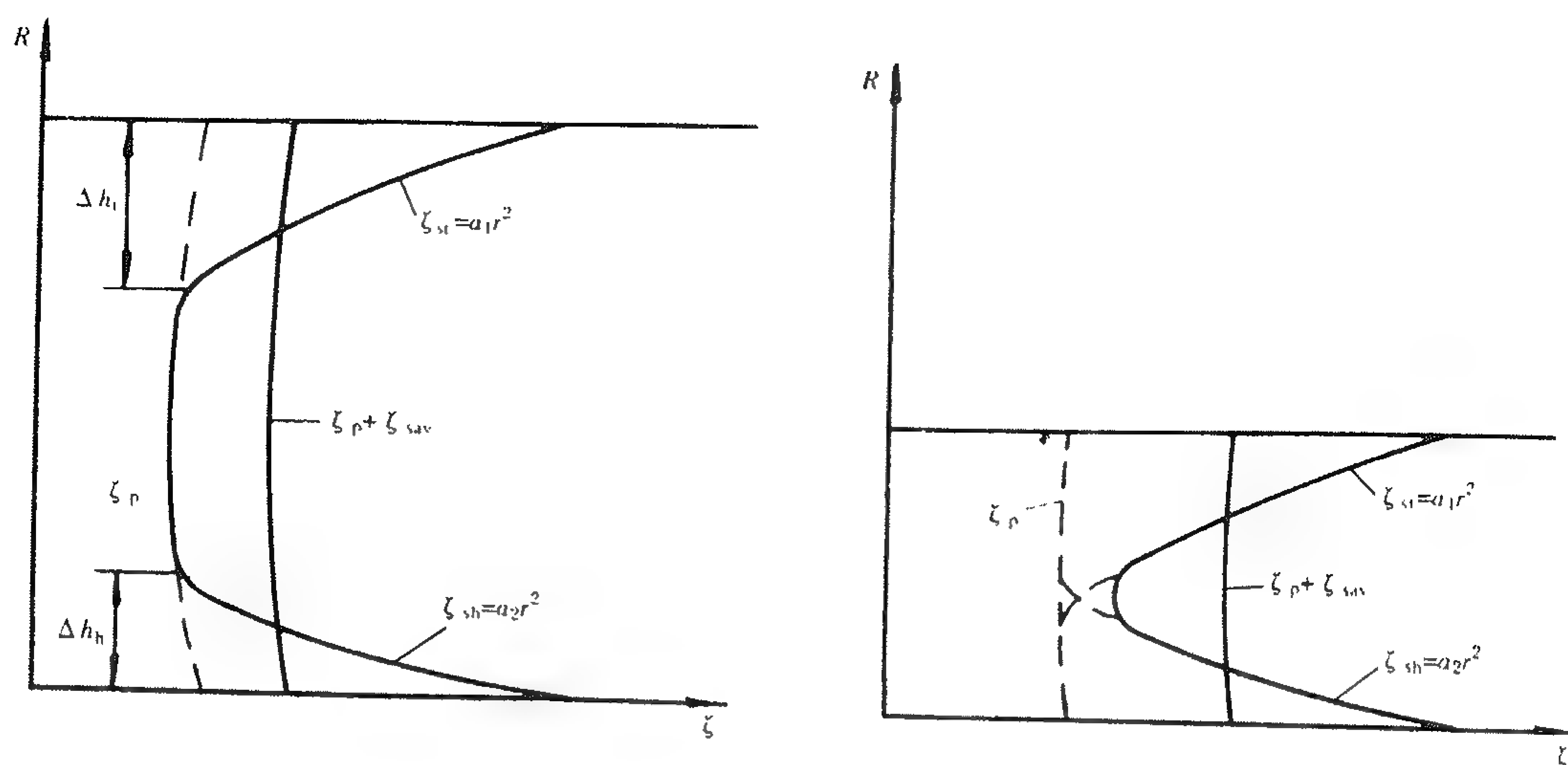


图 3-22　叶片流道中的二次流损失分布

$$\zeta_{st}(r) = a_1 r^2 \tag{3-85}$$

$$\zeta_{sh}(r) = a_2 r^2 \tag{3-86}$$

a_1，a_2为给定系数，根据各上述公式，S_2 流面计算时，叶片通道内的流动损失可表示如下

在靠近端壁的根部和顶部区域

$$\zeta'_\Sigma = \zeta_p(r) + \zeta_{st}(r) \tag{3-87a}$$

$$\zeta'_\Sigma = \zeta_p(r) + \zeta_{st}(r) \tag{3-87b}$$

在中间叶高处

对长叶片 $\zeta'_\Sigma = \zeta_p(r)$ (3-88a)

对短叶片 $\zeta'_\Sigma = \zeta_p(r) + \zeta_{st}(r) + \zeta_{sh}(r)$ (3-88b)

试验结果表明，二次流损失发生在距端壁 20～30mm 范围内，由于根部和顶部的流动参数不同及结构造成的流动特点，二次流损失的变化规律也有差别。

c. 径向间隙漏气损失

由于转子叶片与其静子外环之间必然存在着径向间隙，致使靠近叶尖的一部分燃气不能作功而通过径向间隙漏掉，同时也使叶尖附近的气流做功能力下降，不带冠叶片的叶尖潜流及涡旋流动均带来压力损失。

对于这种损失工程上常用的方法是给定径向间隙漏气损失系数 δ_{RK}，气动计算时径向间隙漏气损失不参加流动参数迭代计算，而是在求出的轮缘功或功率中扣除因径向间隙漏气造成的功或功率损失部分后，作为涡轮输出的有效功或输出功率。其表达式为：

$$L_T = L_u \cdot \delta_{RK}$$

或

$$N_T = N_u \cdot \delta_{RK}$$

一般，不带冠叶片 δ_{RK} 取 0.97～0.98，对于高压涡轮，因其叶片短而使得相对径向间隙(k/h_{av})较大，δ_{RK} 应取低值，这里 k 为径向间隙值，h_{av} 为平均叶片高度；对于有封严齿的带冠叶片 δ_{RK} 取 0.98～0.99。

试验结果表明，叶片的相对径向间隙(k/h_{av})变化 1%，涡轮效率变化 1.5%～2.5%。根据不同计算方法的要求，径向间隙漏气损失也可以采用直接给出沿径向变化的能量损失系数值 $\zeta_k(r)$，如沿径向曲线分布规律 $\zeta_k(r)=a_3r^2$ 形式，一般其影响在靠近转子叶片叶尖约 30%～40% 叶高范围内，向叶尖方向损失加大。此时不再采用系数 δ_{RK}。

方法 2：

这里介绍的是常见的 Aniley & Mathieson 损失计算方法，二次流损失计算方法又经 J. Dunham & PM. Came 改进。为了统一坐标系统采用的速度三角形及角度定义如图 3－1 所示，对有关的公式、曲线等作了换算。损失系数采用压力损失系数，损失计算式对导向叶片和转子叶片均适用，只须代入相应的参数即可。

a. 叶型损失

零攻角时的叶型损失系数的计算表达式如下：

$$Y_{p(i=0)} = [Y_{p(\beta_{1k}=90^\circ)} + X^2(Y_{p(\beta_{1k}=\beta_2)} - Y_{p(\beta_{1k}=90^\circ)})](\frac{C_{max}/b}{0.2})^X \qquad (3-89)$$

式中：$Y_{p(\beta_{1k}=90^\circ)}$——进口几何角 $\beta_{1k}=90^\circ$ 的小转角叶栅的叶型损失系数；

$Y_{p(\beta_{1k}=\beta_2)}$——进口几何角 $\beta_{1k}=\beta_2$ 的大转角叶栅的叶型损失系数；

$X=(90^\circ-\beta_{1k})/(90^\circ-\beta_2)$。

已知 β_{1k}，β_2 和 C_{max}/b，用图 3－23(a)，图 3－23(b)中的曲线得到 $Y_{p(\beta_{1k}=90^\circ)}$ 和 $Y_{p(\beta_{1k}=\beta_2)}$，用式(3－89)求出零攻角时的叶型损失系数 $Y_{p(i=0)}$。在初步设计时，根据经验选用 C_{max}/b 为 0.2。

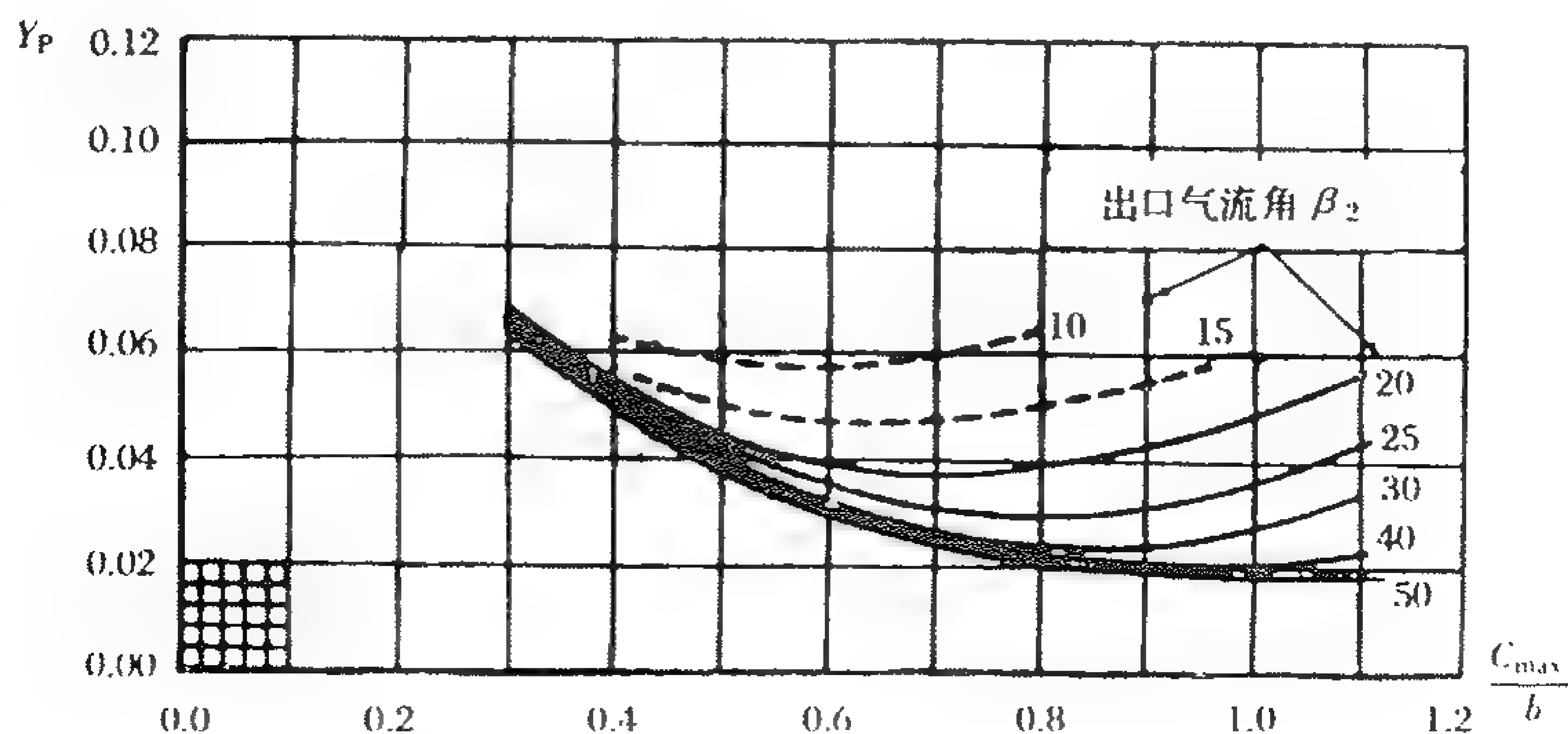
确定失速攻角

失速攻角的定义：叶型损失达到零攻角叶型损失的 2 倍时的攻角。

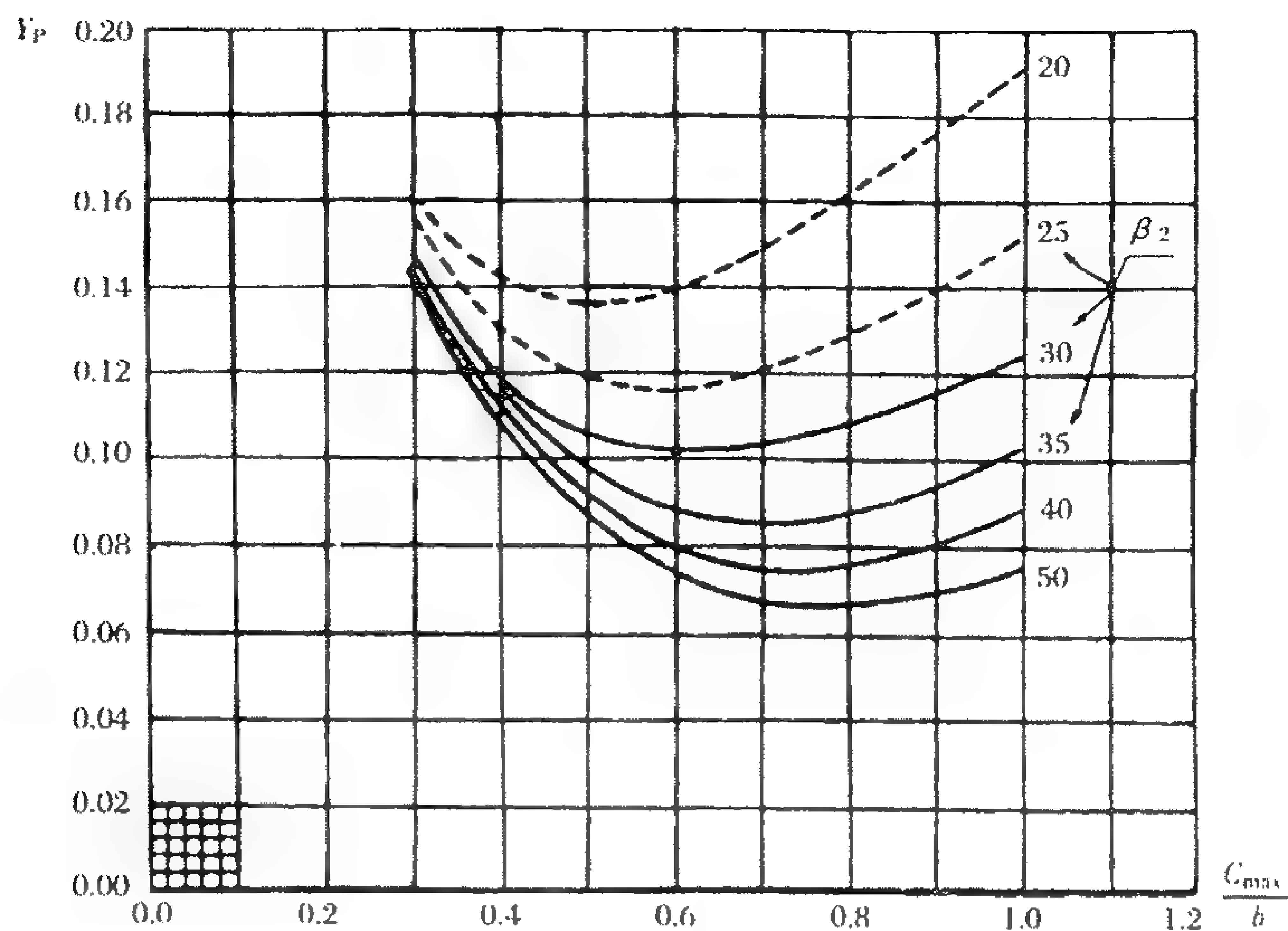
(a) 已知相对栅距 t/b，由图 3－24 得到出口气流角比值[$\beta_2/\beta_{2(t/b=0.75)}$]。

(b) 已知叶栅进口几何角、出口气流角 β_{1k}，β_2，求出$(90^\circ-\beta_2)_{[(t/b)=0.75]}$并由图 3－25 得出失速攻角 $i_{s[(t/b)=0.75]}$

(c) 根据 t/b，β_2，由图 3－26 得出 $\Delta i_s=i_s-i_{s[(t/b)=0.75)]}$，并求出失速攻角 $i_s=\Delta i_s+i_{s[(t/b)=0.75]}$。



(a) 用于 $\beta_{1k}=90^\circ$ 的小转角叶栅



(b) 用于 $\beta_{1k}=\beta_2$ 的大转角叶栅

图 3－23 零攻角时叶型损失系数

($C_{max}/b=0.2, Re=2\times10^5, M<0.6$)

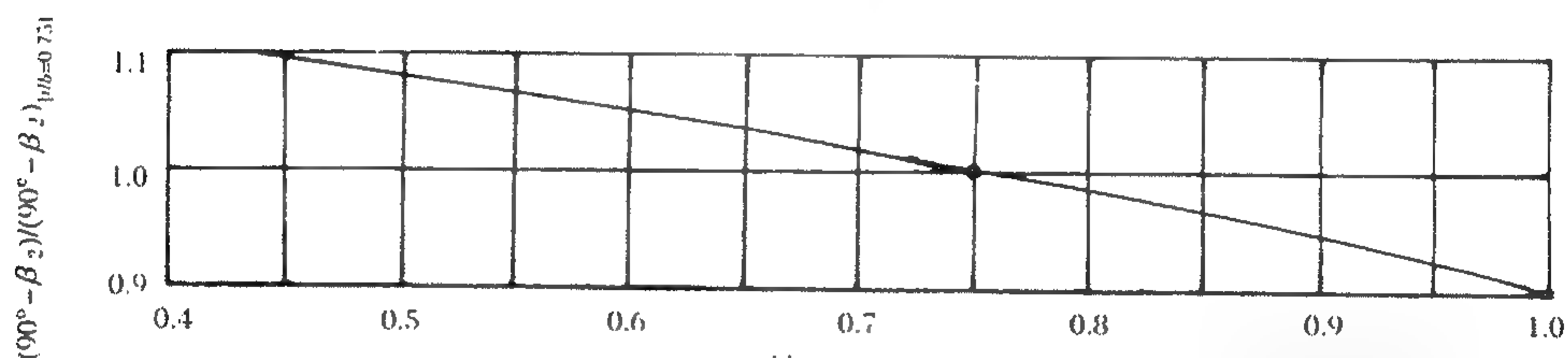


图 3－24 相对出口气流角 $(90°-\beta_2)/(90°-\beta_2)_{[(t/b)=0.75]}$ 随相对栅距的变化

($Re=2\times10^5, M<0.6$)

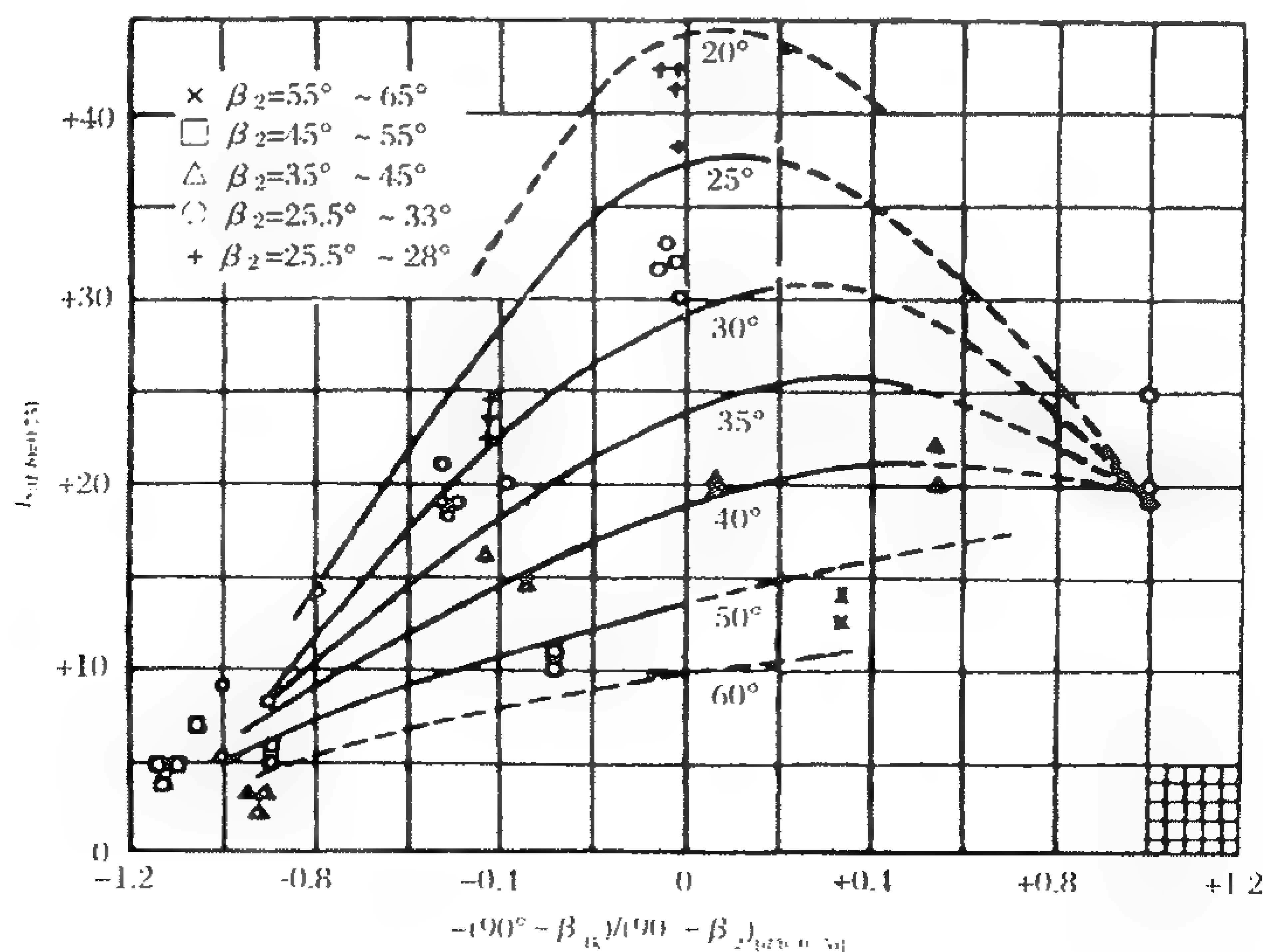


图 3－25 失速攻角 $i_{s[(t/b)=0.75]}$ 随相对栅距的变化

($Re=2\times10^5, M<0.6$)

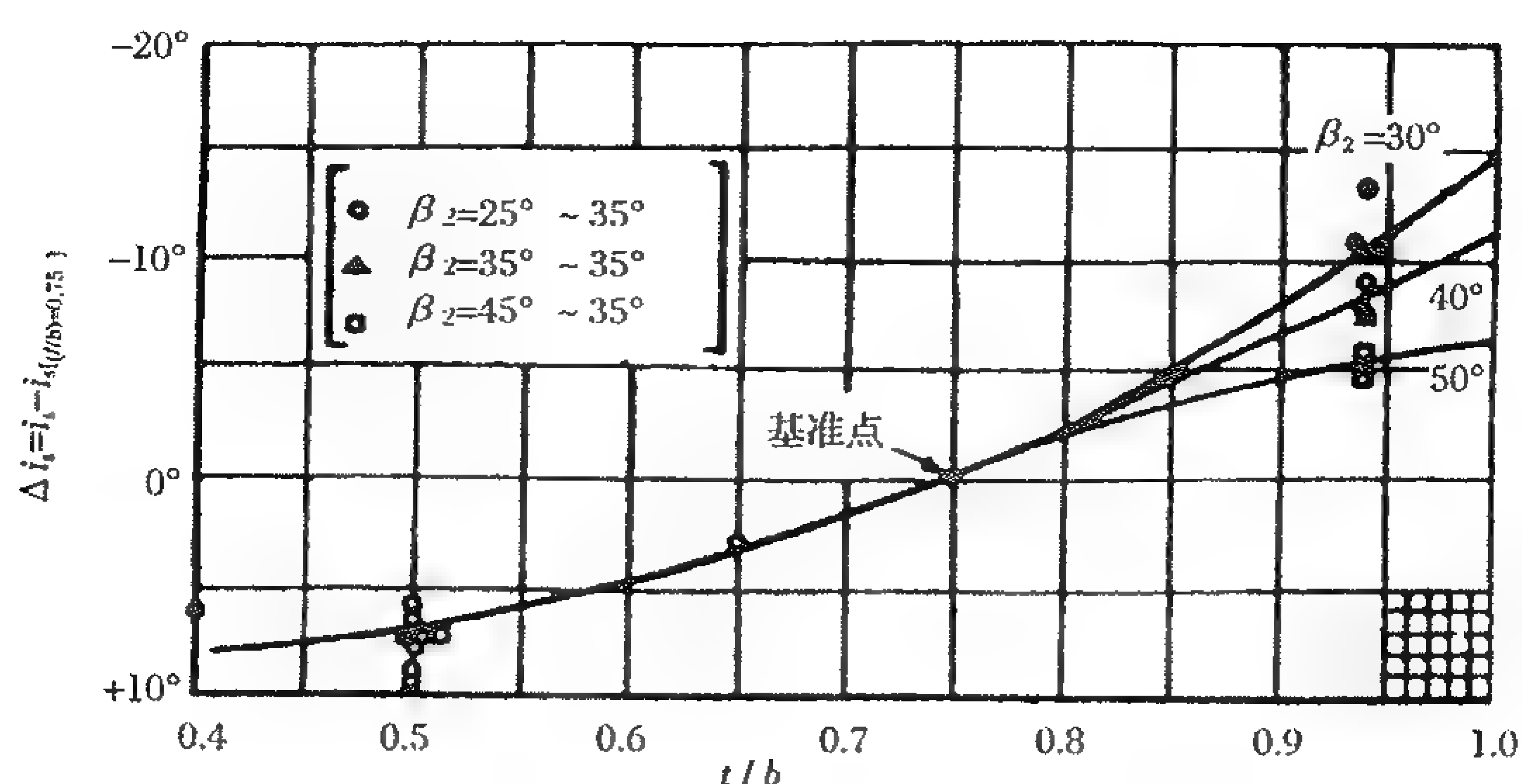


图 3－26　涡轮叶栅失速攻角

($Re = 2\times10^5, M<0.6$)

进行损失计算时，当 β_{1k}为未知时，可用进口气流角 β_1 近似代替。

(d) 确定叶型损失系数比 $Y_p/Y_{p(i=0)}$：

根据已知的攻角 i 计算出的 i/i_s，由图 3－27 的曲线查出比值 $Y_p/Y_{p(i=0)}$，并根据关系式：

$$Y_p = \left(\frac{Y_p}{Y_{p(i=0)}}\right) Y_{p(i=0)}$$

得到叶型损失系数 Y_p。

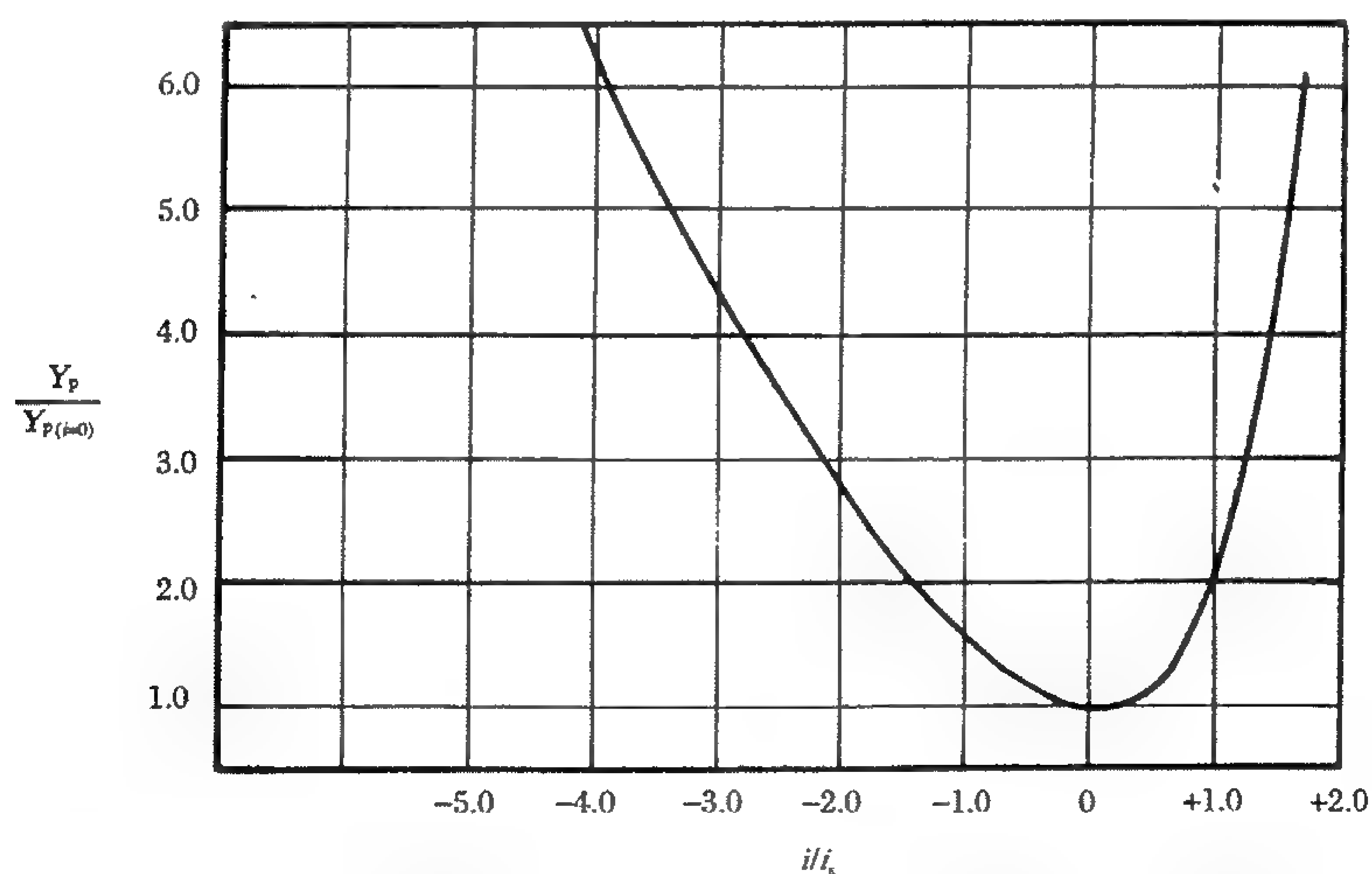


图 3－27　涡轮叶片相对叶型损失随攻角的变化曲线

(e) 叶型损失修正

根据试验结果，按亚声速设计的叶栅，当叶栅出口马赫数 $M>1$ 时可采用下式修正，修正后的叶型损失系数

$$Y'_p = Y_p[1 + 60(M-1)^2] \tag{3-90}$$

b．二次流损失

二次流损失取决于叶片载荷、叶型和端壁附面层。

$$Y_S = 0.0334\left(\frac{b}{h}\right)\left(\frac{\cos(90^\circ - \beta_2)}{\cos(90^\circ - \beta_{1k})}\right)Z \tag{3-91}$$

式中：Z——叶片载荷参数，定义为：

$$Z = \left(\frac{C_L}{\frac{t}{b}}\right)^2 \frac{\cos^2(90^\circ - \beta_2)}{\cos^3\beta_m} \tag{3-92}$$

$$Z = 4[\tan(90^\circ - \beta_1) + \tan(90^\circ - \beta_2)] \frac{\cos^2(90^\circ - \beta_2)}{\cos\beta_m} \tag{3-93}$$

式(3-92)、(3-93)中 β_m 为平均气流角

$$\beta_m = \arctan\left(\frac{\tan(90^\circ - \beta_1) - \tan(90^\circ - \beta_2)}{2}\right) \tag{3-94}$$

C_L 为升力系数

$$C_L = 2\left(\frac{t}{b}\right)(\tan(90^\circ - \beta_1) + \tan(90^\circ - \beta_2))\cos\beta_m \tag{3-95}$$

式(3-92)就是 Zweifel 载荷准则，升力系数又称为 Zweifel 数，其最佳值为 0.8。

c. 叶尖间隙损失系数

叶尖间隙损失系数 Y_K 与叶片载荷、叶尖间隙的大小和叶尖处的结构形式有关。

$$Y_K = B\frac{b}{h}\left(\frac{\delta}{b}\right)^{0.78} Z \tag{3-96}$$

式中：δ——叶尖几何间隙；

B——系数；

Z——叶片载荷参数。

对于不带冠叶片的叶尖间隙 $B = 0.47$、一般带冠叶片 $B = 0.37$；当叶冠有多道封严齿时，对叶尖间隙进行修正，修正后的叶间间隙 $K' = K\ n^{-0.42}$，这里 n 为封严齿数。

方法 2 中介绍的各种损失计算方法是建立在试验基础上并经不断改进得出的经验关系式，是较早期在亚声速涡轮设计计算中用得比较广泛的一种方法并被实践所验证，供参考使用。

(3) 冷气掺混损失

对热端部件涡轮而言，为了在寿命期内叶片安全可靠地工作，通常采用冷却式涡轮，带有空气冷却的导向叶片和转子叶片。随着涡轮前温度的不断提高，叶片的冷却空气量也不断加大；为了不断提高空气的冷却效果，叶片的冷却形式及结构更加复杂。因此从叶片排流入主流燃气的冷气量大大增加，流入形式更趋复杂。在涡轮气动性能计算中，只考虑冷却空气的质量掺混和能量掺混是不够的，必须考虑冷却空气与主流燃气的动量掺混所带来的损失。冷却涡轮性能计算，特别是对高压涡轮，即使用工程设计方法解决也是个很复杂的问题。

目前，在工程设计中采用的一种计算方法，是按冷气与主流燃气动量掺混引起的效率降低量修正损失系数，从而得出冷气的质量掺混、能量掺混和动量掺混损失影响的涡轮滞止效率。

a. 用冷气掺混损失系数 A、B 直接参与通道平均滞止效率的计算，以涡轮无冷气掺入时的平均滞止效率为基础，按半经验公式(3-97)求出冷气的质量掺混、能量掺混和动量掺混损失影响的涡轮滞止效率 η_{tTMEK}。

$$\eta_{tTMEK} = \eta_{tT}\left[1 - \left(\frac{W_{cN}}{W_{gN}}A + \frac{W_{cR}}{W_{gR}}B\right)\right] \tag{3-97}$$

式中：η_{tT}——无冷气时计算的涡轮滞止效率；

W_{cN}——经过导向叶片喉部的冷气量；

W_{gN}——导向叶片进口燃气流量；

W_{cR}——经过转子叶片喉部的冷气量；

W_{gR}——转子叶片进口燃气流量；

A，B——冷气掺混损失系数，按表 3－1 选择。

b. 根据效率 η_{tTMEK} 和 η_{tTME} 求出因动量掺混带来的通道平均效率降低量。

$$\Delta\eta_{tTK} = \eta_{tTME} - \eta_{tTMEK} \tag{3-98}$$

式中，η_{tTME} 是按 3.3.3 中介绍的方法计入冷气影响得到的效率，它包括冷气的质量掺混和能量掺混的影响。

c. 将通道平均效率降低量按掺入各流管冷气量的比例分配，计算各流管损失系数修正量并得到冷气的动量掺混损失的损失系数。当采用速度损失系数 $\varphi(\psi)$ 时，按下式求出速度损失系数修正量：

$$\frac{\Delta\varphi_K}{\Delta\psi_K} \approx \left(\frac{c_1}{w_2}\right)^2\left(\frac{\psi_{ME}}{\varphi_{ME}}\right)^3 \frac{B}{A}\left(\frac{\frac{W_{cR}}{W_{gR}}}{\frac{W_{cN}}{W_{gN}}}\right) \tag{3-99}$$

式中：φ_{ME}，ψ_{ME}——分别考虑冷气的质量掺混和能量掺混后导向叶片和转子叶片速度损失系数；

$\Delta\varphi_K$，$\Delta\psi_K$——分别考虑冷气的动量掺混后对导向叶片和转子叶片速度损失系数的修正量。

推导近似关系式(3－99)时，应用下列滞止效率关系式：

$$\eta_{tT} = \frac{2gL_u\delta_{RK}}{\left[\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 - c_2^2\right] - \left[\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2\right] + (u_1^2 - u_2^2)} \tag{3-100}$$

假定：

(a) 速度损失系数 $\varphi(\psi)$ 的微小变化，所引起的轮缘功 L_u、绝对速度 c 和相对速度 w 等的微小变化量可以忽略。

(b) 推导公式时，各二阶小量可以忽略。

修正是在包括冷气的质量掺混和能量掺混的速度损失系数上完成的。修正后的速度损失系数 φ_{MEK}，ψ_{MEK} 分别考虑了冷气的质量掺混、能量掺混和动量掺混损失影响的静子叶片和转子叶片的速度损失系数。

$$\varphi_{MEK} = \varphi_{ME} - \Delta\varphi_K \tag{3-101}$$

$$\psi_{MEK} = \psi_{ME} - \Delta\psi_K \tag{3-102}$$

不同叶片冷却结构形式的冷气掺混损失系数 A，B 值参见表 3－1。

表 3－1 中的 10 种叶片对应的结构形式，见图 3－28。

表3-1 冷气掺混损失系数 A，B

序号	叶片冷却形式	尾缘喷射，%	撞击内芯	相对冷却流量系数	级效率的损失	
					导向叶片 A	转子叶片 B
1	无冷却	0	无	0.0	0.00	0.00
2	对流冷却	100	无	2.0	0.00	0.00
3	带涂层的对流冷却	100	无	1.5	0.00	0.00
4	先进的对流冷却	100	有	1.4	0.10	0.20
5	对流加气膜冷却	75	有	1.3	0.12	0.24
6	对流加气膜冷却	50	有	1.2	0.15	0.30
7	气膜加对流冷却	25	有	1.1	0.18	0.36
8	对流加发散冷却	25	有	0.9	0.50	1.00
9	全覆气膜冷却	0	有	1.0	0.35	0.80
10	纯发散冷却	0	有	0.8	1.00	1.50

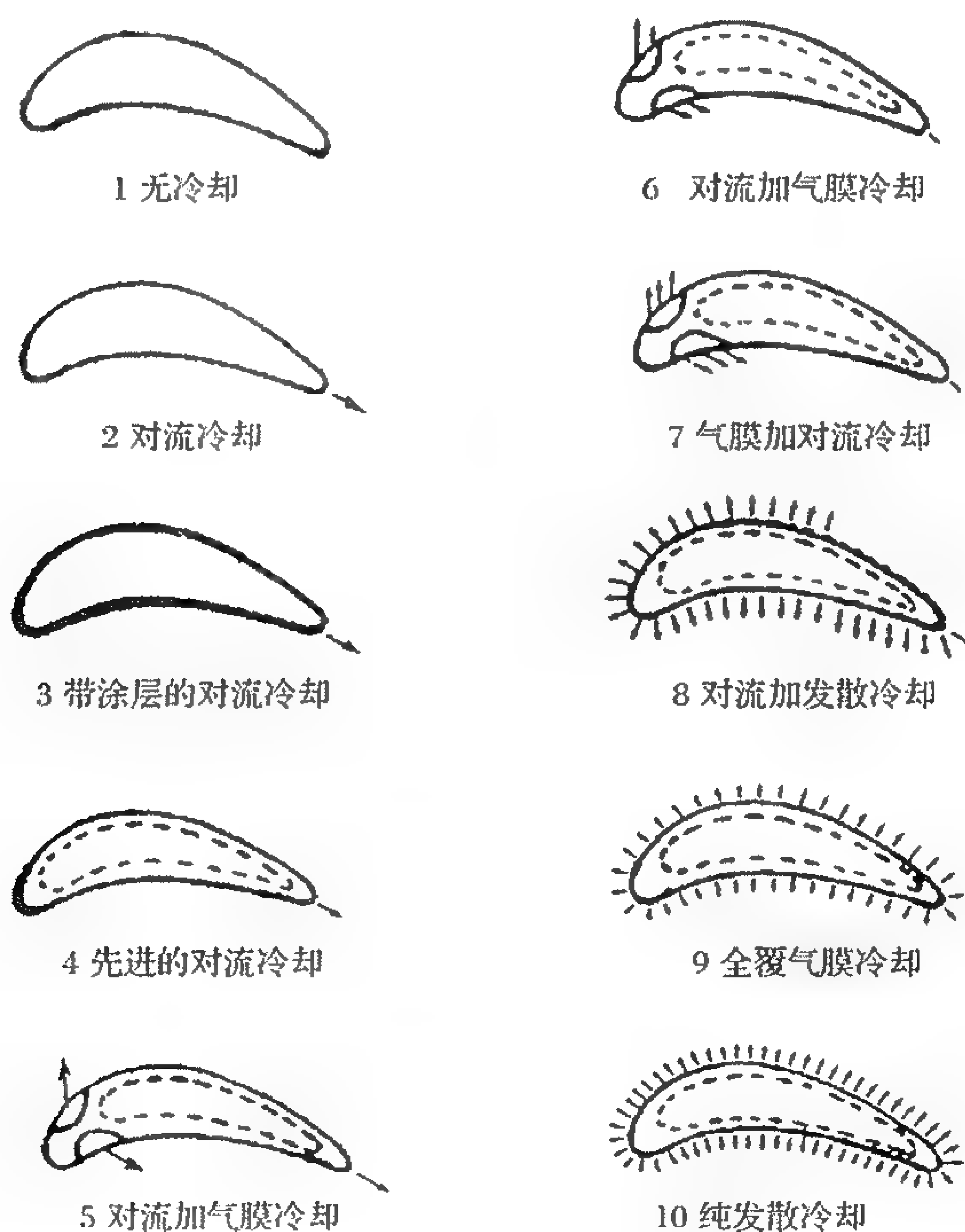


图3-28 叶片10种结构形式

3.6 涡轮气动设计的主要参数

3.6.1 涡轮功率及各级功率分配

(1) 在涡轮气动设计时，功率是必须满足的总体要求之一。除特殊需要外，涡轮带动压气

机满足功率平衡

$$P_T = P_C \eta_m \tag{3-103}$$

式中：P_C——压气机功率；

η_m——传动机械效率。

（2）多级涡轮的功率分配应考虑：

a. 子午流道的形状尺寸对多级涡轮的各级功率分配有重要影响，为保证各级功率分配及气动参数的合理性，可适当调整子午流道的几何尺寸；

b. 转速、子午流道确定后，各级功率分配一般不应使级载荷系数 μ_{st} 超过限制值；

c. 通常第1级所处环境燃气温度高、压力高，气体做功能力强，功分配多一些。第1级功率分配多、焓降大，使第2级涡轮温度降低，叶片工作条件变好；

d. 涡轮出口速度偏离轴向，会造成涡轮后面装置损失加大。一般末级功率分配要小，以保证涡轮出口气流角满足85°～90°的要求；

e. 功率分配要考虑到在非设计状态下工作时，对涡轮后面级、特别是末级工作状态的影响最大。当发动机处于低状态时，防止末级涡轮进入压气机工作状态。末级功率不能太小；

f. 一般末级涡轮叶片较长，功率分配太小易造成参数沿叶高分配调整困难。

（3）在沿径向变功设计中，在确定功沿径向分布时，要考虑损失沿径向分布以及设计所要求达到的气动参数沿径向分布等因素的影响，在流道中自叶根20%到80%叶高范围内，是高效率区可多分配功。但应充分注意到功沿径向变化梯度不能太大，以避免带来大的流动损失及效率下降。

3.6.2 级反力度

反力度 Ω 定义：转子等熵膨胀功与级等熵膨胀功之比

$$\Omega = \frac{c_p T_{s1}\left[1 - \left(\frac{P_{s2}}{P_{s1}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}{c_p T_{s0}\left[1 - \left(\frac{P_{s2}}{P_{s0}}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]} \tag{3-104}$$

通常称该反力度为能量反力度。为了将反力度与气动参数及速度三角形相联系，引入运动反力度 Ω_K：

$$\Omega_K = 1 - \frac{c_{u1} - c_{u2}}{2u} \tag{3-105}$$

反力度代表了燃气在转子叶栅和静子叶栅的膨胀程度。航空发动机涡轮采用的是反力式涡轮，理论上 $\Omega > 0$。

设计中的考虑：

a. 反力度沿叶高逐渐加大。经验表明，为了保证在实际流动中叶根没有分离、不出现负反力度并具有一定的做功能力，一般根部反力度 Ω_h 不小于0.2，根据叶片长短的不同平均半径处反力度 Ω_{av} 可在0.35～0.5之间选取；

b. 试验表明，涡轮级平均反力度高则效率高。因此，采用高反力度设计是提高涡轮效率的措施。但随着反力度的提高，叶尖间隙处的压差加大且漏气流量加大、损失增加，必须采取有效的封严措施；

c. 反力度增加使转子轴向力加大，因此增加反力度时要考虑协调推力轴承的承载能力；

d. 反力度的高低影响导向叶片出口绝对马赫数 M_1 和转子叶片出口相对马赫数 M_{2rel}。

随着反力度的增加 M_{2rel}增加；反之，M_1 增加。

3.6.3 级载荷系数 μ_{st}

常用表达式

$$\mu_{st} = \frac{L_u}{u^2} \tag{3-106}$$

a. 代表级内气体膨胀做功部分与圆周速度做功部分的比例。载荷系数大，气流在流道中转弯膨胀加速厉害，效率低。

b. 高负荷高压涡轮，由于膨胀比大，虽然圆周速度高也可能造成叶根处 μ_{sth}很大；对于民用航空发动机低压涡轮，因转速低圆周速度小，同样会使根部 μ_{sth}很大。

3.6.4 叶片出口气流角

3.6.4.1 反问题设计

在涡轮初步设计阶段，给定热态流道并按一定的损失模型迭代求解基本方程组，得到满足流量、功率和效率要求的结果。同时得出满足上述要求的各叶片排出口计算站沿叶高速度三角形各量，涡轮速度三角形，见图 3-1。叶片出口气流角也是涡轮参数调整计算时的重要参照尺度之一。

从速度三角形关系得出以下关系式：

导向叶片出口气流角

$$\alpha_1 = \mathrm{tg}^{-1}\left(\frac{c_{a1}}{c_{u1}}\right) \tag{3-107a}$$

或

$$\alpha_1 = \sin^{-1}\left(\frac{c_{a1}}{c_1}\right) \tag{3-107b}$$

转子叶片出口气流角

$$\beta_2 = \mathrm{tg}^{-1}\left(\frac{c_{a2}}{w_{u2}}\right) \tag{3-108a}$$

或

$$\beta_2 = \sin^{-1}\left(\frac{c_{a2}}{w_2}\right) \tag{3-108b}$$

设计时对出口气流角的考虑：

a. 每一排叶栅的出口气流角小于其进口气流角，这是保证叶栅槽道收敛的条件。

b. 出口气流角的大小，与涡轮负荷有关。高负荷涡轮或跨声速涡轮出气角一般比较小，可能在 10°～20°左右变化。一般亚声速涡轮叶片排出气角大于 20°

c. 对于亚声速涡轮，在一定转速下作功量大、气流角小；反力度增加、α_1 增大、β_2 减小。

d. 考虑到叶片的受力及制造，出口气流角沿叶高取线性或接近线性的变化规律，非特殊要求时一般角度沿径向变化不要太大。

e. 对多级涡轮，一般在控制轴向分速逐级加大的情况下，出口气流角逐级加大。具体要看子午流道的设计和各级功的分配。

3.6.4.2 正问题计算

根据涡轮叶型计算出口气流角，是确定涡轮计算性能的重要前提，决定了涡轮的做功能力和流通能力。但目前广泛采用的计算方法仍是基于平面叶栅试验结果，在靠近叶片两端处用落后角计算的出口气流角会带来较大误差，因此使用时应特别慎重。有粘全三维计算分析可

弥补上述不足。现给出3种近似估算出口气流角的方法。

方法1：

（1）出口气流角关系式

静子叶栅　　$\alpha_1 = \alpha_{ef} + \Delta\beta$　　(3-109a)

转子叶栅　　$\beta_2 = \beta_{ef} + \Delta\beta$　　(3-109b)

式中：$\Delta\beta$——气流落后角；

α_{ef}，β_{ef}——静子叶栅和转子叶栅的有效出口气流角，定义如下：

$$\alpha_{ef}(\beta_{ef}) = \arcsin \frac{a_{th}}{t} \qquad (3-110)$$

式中：a_{th}——静子叶栅或转子叶栅的喉道宽度；

t——静子叶栅或转子叶栅的栅距，见图3-29。

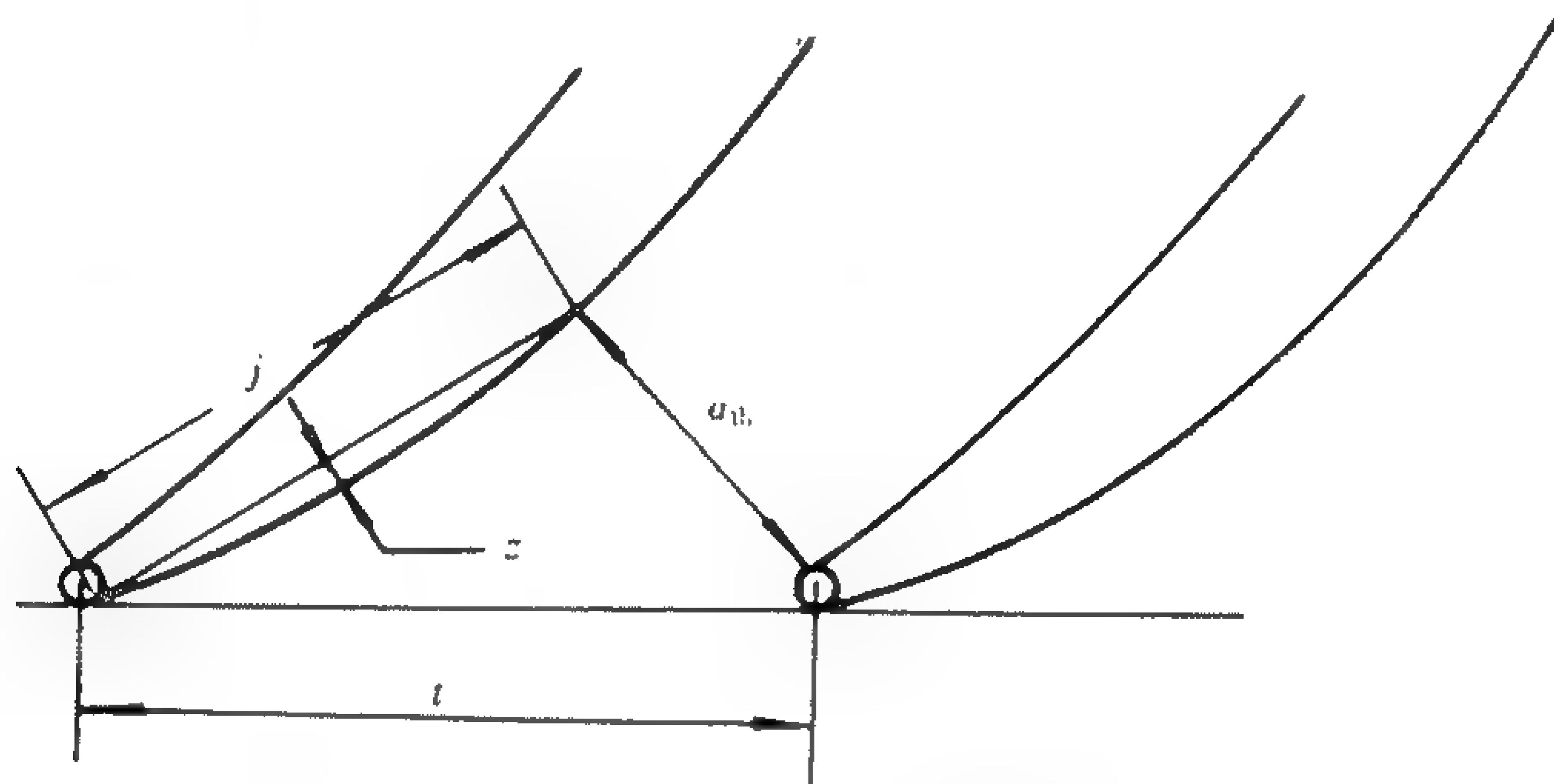


图3-29　涡轮叶栅参数

（2）落后角关系

对于亚声速叶栅，$M_1(M_{2rel})<1.0$时，$\Delta\beta$是根据静子叶栅和转子叶栅出口马赫数$M_1(M_{2rel})$及有效出口气流角α_{ef}，β_{ef}用图3-30曲线得出。图3-30是根据平面叶栅试验结果得出的在不同有效出气角下落后角$\Delta\beta$随马赫数的变化曲线。

当$M_1(M_{2rel})=1.0$时，认为$\alpha_1(\beta_2)=\arcsin(a_{th}/t)$足够准确。

当$M_1(M_{2rel})>1.0$时，可用下式估算

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{\frac{a_{th}}{t}}{q(\lambda_1)} \qquad (3-111a)$$

或

$$\beta_2 = \arcsin \frac{\frac{a_{th}}{t}}{q(\lambda_{2rel})} \qquad (3-111b)$$

方法2：

（1）出口气流角关系式

静子叶栅　　$\alpha_1 = \alpha_{1ef} + \Delta\beta + \delta$　　(3-112a)

转子叶栅　　$\beta_2 = \beta_{2ef} + \Delta\beta + \delta$　　(3-112b)

式中：δ——斜切口中气流偏转角。

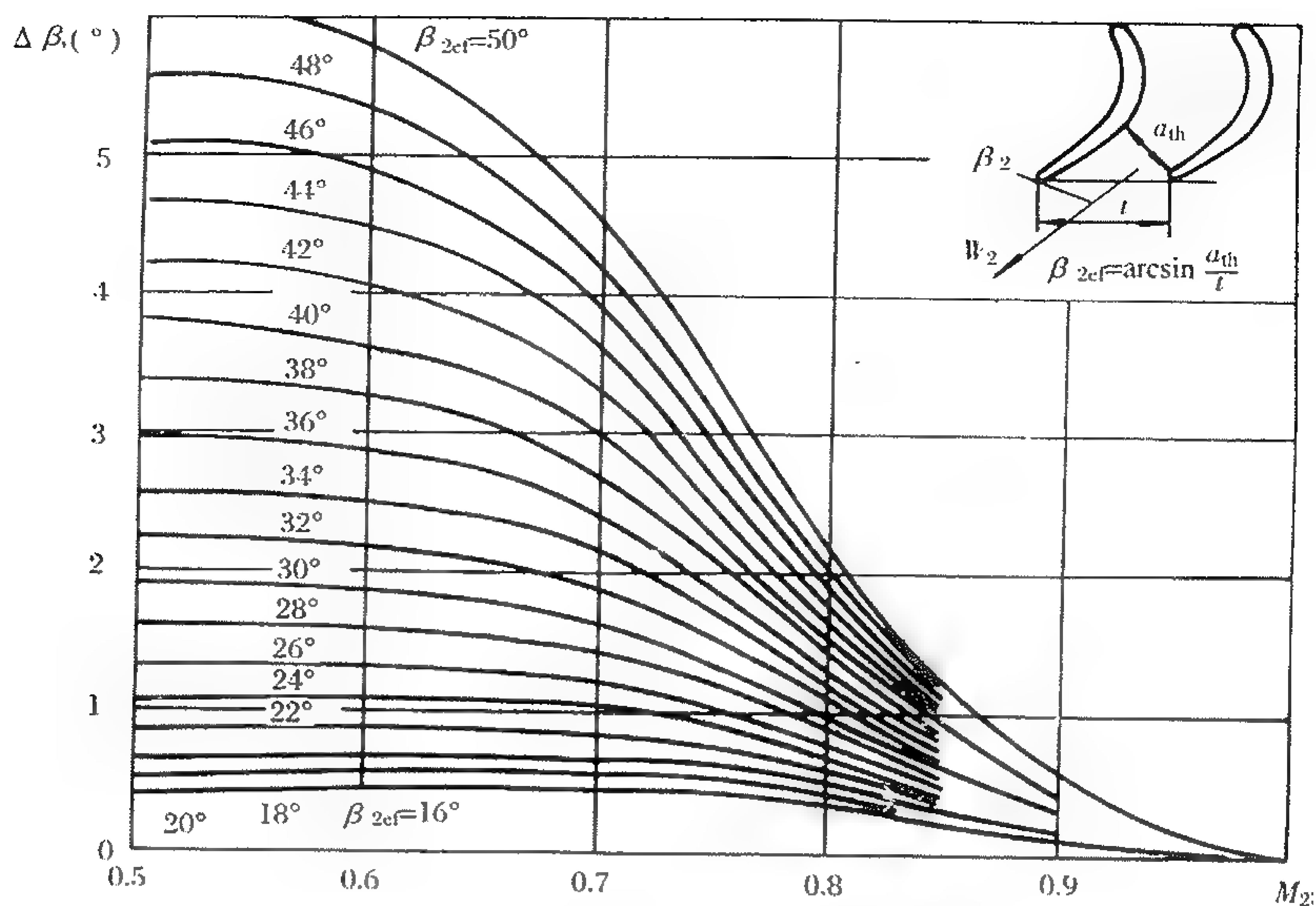


图 3-30　落后角曲线

(2) 落后角 $\Delta\beta$ 的关系式

a. 确定 $\Delta\beta_{M=0.5}$ 及 $\Delta\beta_{M=1.0}$

当叶栅出口马赫数 $M_1(M_{2rel})=0.5$ 时，落后角 $\Delta\beta_{M=0.5}$ 的关系式：

$$\Delta\beta_{M=0.5} = D_1\beta_{ef}^3 - D_2\beta_{ef}^2 + D_3\beta_{ef} - D_4 + 4.2\left(\frac{t}{\rho}\right) \tag{3-113}$$

式中：ρ——叶型背弧由喉道点至尾缘段的平均曲率半径 $\rho=(j^2/8z)+(z/2)$，见图 3-29；

t——栅距，见图 3-29；

D_1, D_2, D_3, D_4——多项式系数。

$\Delta\beta$ 关系曲线见图 3-31。

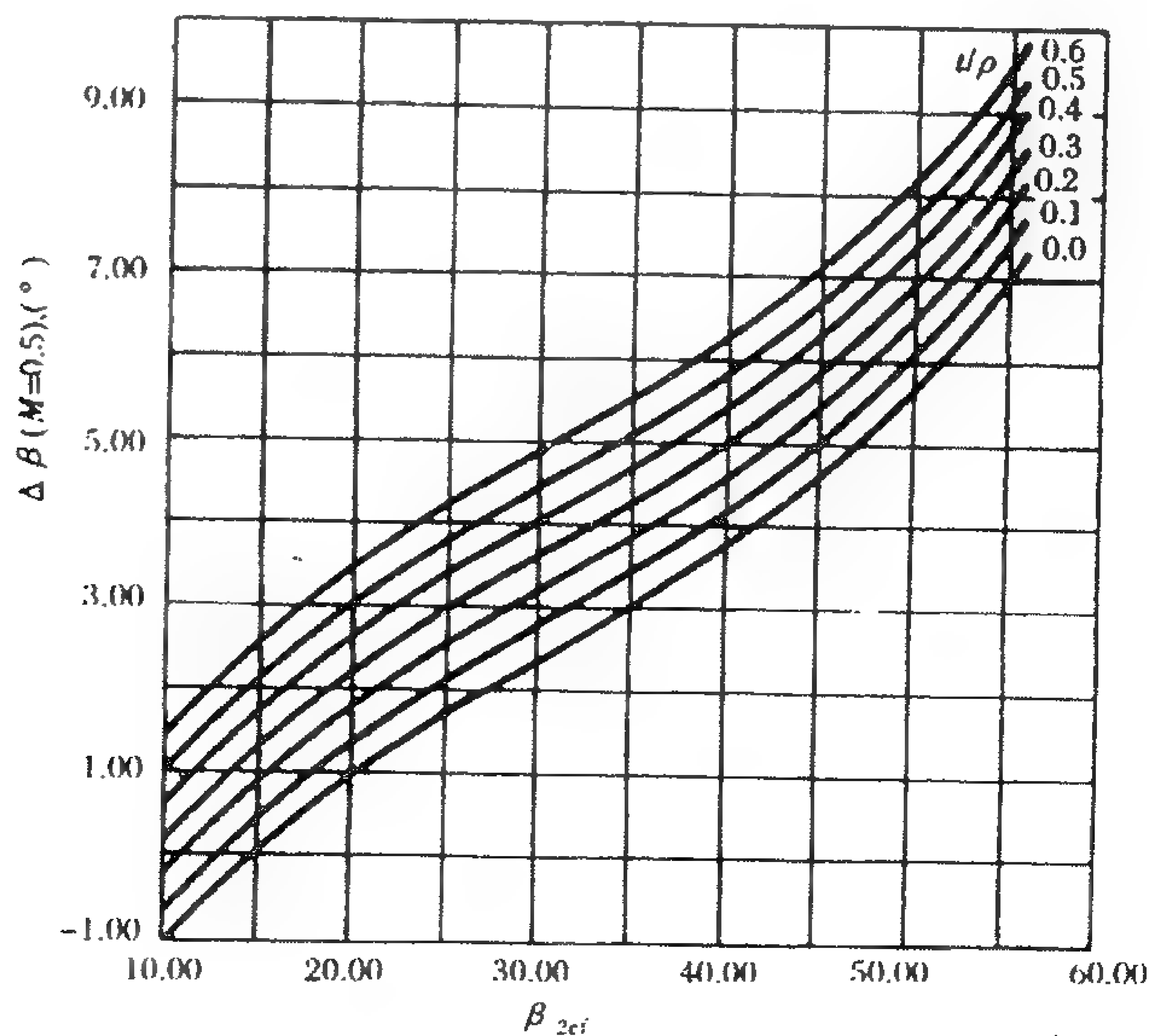


图 3-31　落后角的关系曲线

当 $M_1(M_{2rel})=1.0$ 时，落后角 $\Delta\beta_{M=1.0}$ 的关系式：

$$\Delta\beta_{M=1.0}=C_1\beta_{ef}^3+C_2\beta_{ef}^2+C_3\beta_{ef}+C_4 \tag{3-114}$$

式中，C_1,C_2,C_3,C_4 为多项式系数，可表示为 $C_i=f(t/\rho)$ 函数关系。

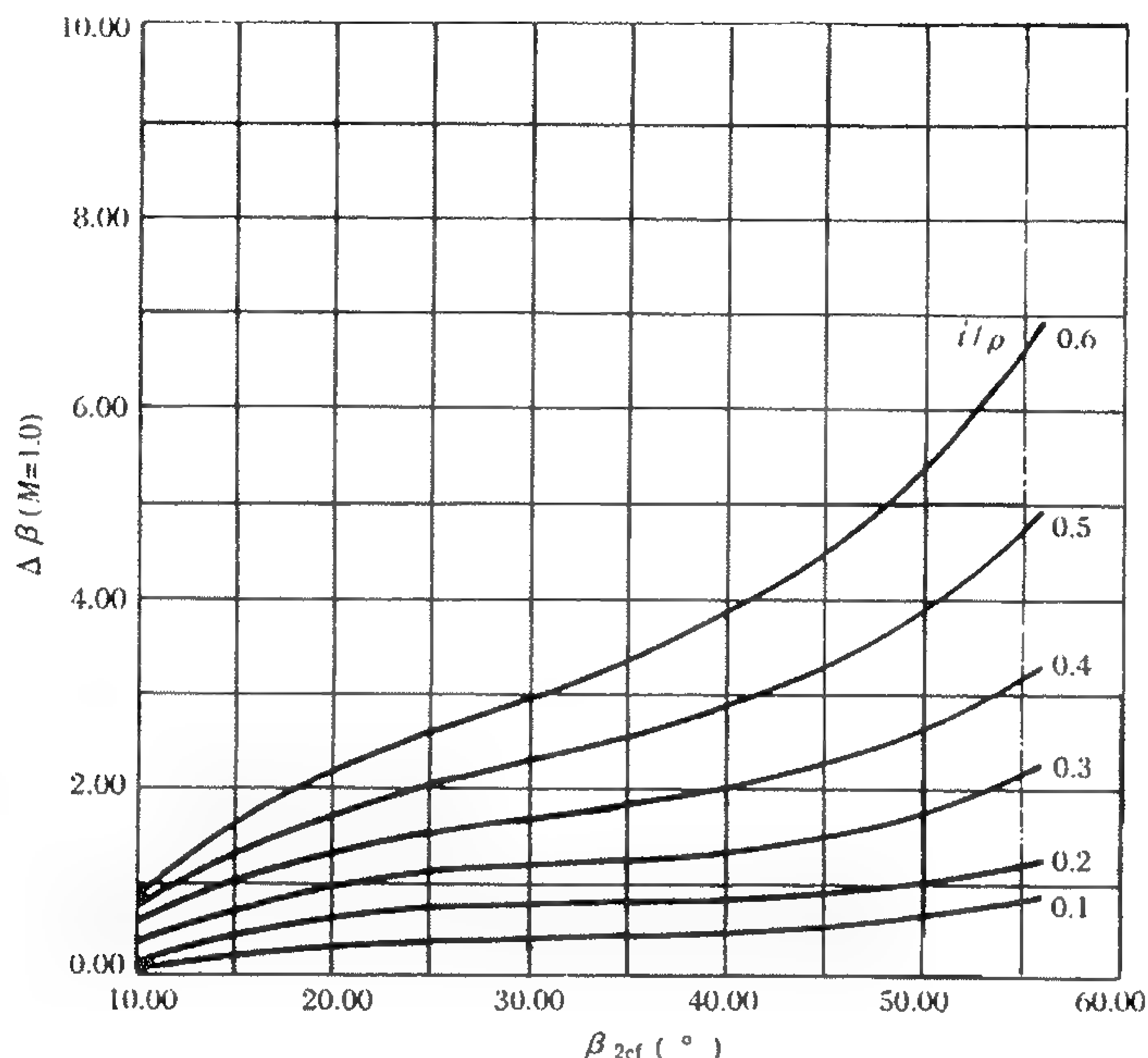


图 3-32　落后角的关系曲线

关系曲线见图 3-32。

b. $\Delta\beta$ 的关系式

当 $M_1(M_{2rel})\leqslant 0.5$ 时，

$$\Delta\beta=\Delta\beta_{M=0.5} \tag{3-115}$$

当 $0.5<M_1(M_{2rel})<1.0$ 时，

$$\Delta\beta=\Delta\beta_{M=1.0}+2(\Delta\beta_{M=0.5}-\Delta\beta_{M=1.0})(1-M) \tag{3-116}$$

当 $M_1(M_{2rel})\geqslant 1.0$ 时，

$$\Delta\beta=\Delta\beta_{M=1.0} \tag{3-117}$$

落后角随马赫数 $M_1(M_{2rel})$ 的变化关系，见图 3-33。

c. 斜切口气流偏转角 δ 的确定

$M_1(M_{2rel})\leqslant 1.0$ 时，　　$\delta=0$

$M_1(M_{2rel})>1.0$ 时，

$$\delta=\arcsin\left[\frac{\frac{a_{th}}{t}}{q(\lambda_1)}\right]-\arcsin\left(\frac{a_{th}}{t}\right) \tag{3-118}$$

方法 3：

该方法是 Ainley & Mathieson 方法，为了角度系统的统一进行了适当转换，所用角度的定义，如图 3-1 所示。公式符号表示的是静子叶栅并对各级静子叶栅都适用，用于转子叶栅时采用转子叶栅相应的参数。

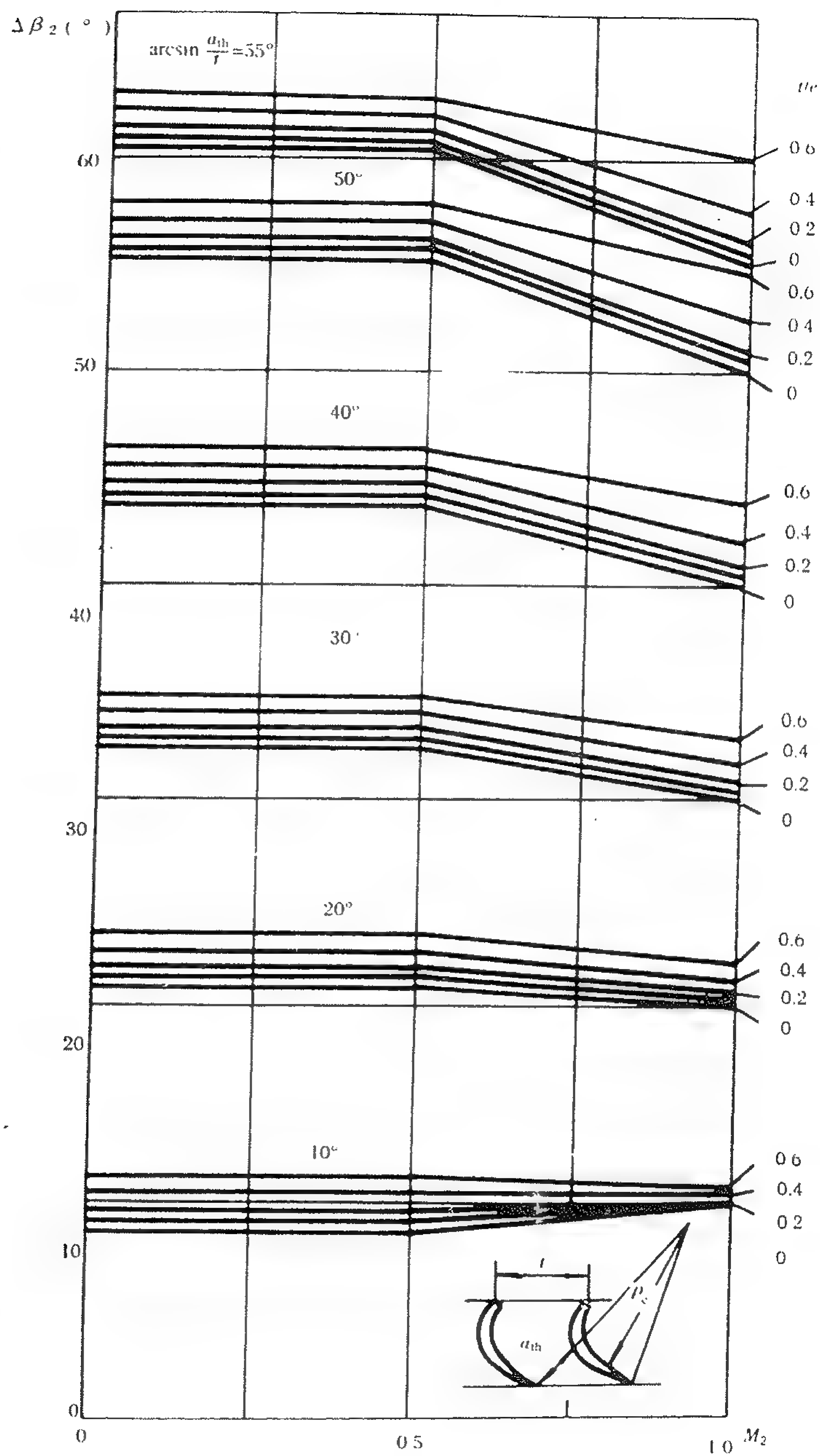


图3-33　落后角关系曲线

(1) 叶尖间隙为零时

a. 当叶栅出口马赫数 $0 < M_1 < 0.5$ 时：

出口气流角保持不变，可用如下表达式：

$$\alpha_{1\delta-0} = \alpha_1^* + 4\left(\frac{t}{\rho_e}\right) \tag{3-119}$$

式中：$\alpha_{1\delta-0}$——叶尖间隙为零的出口气流角；

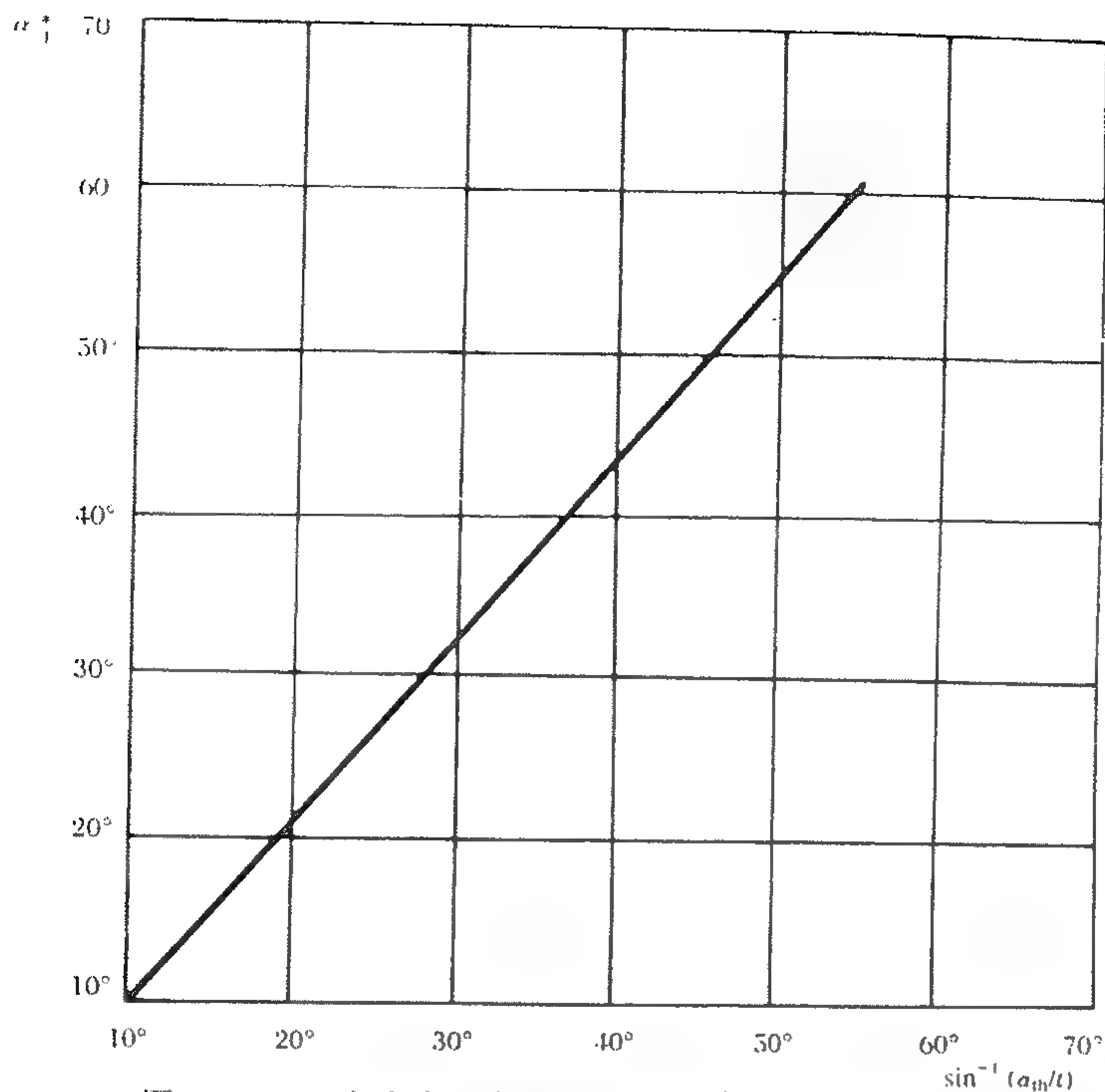


图 3-34　叶片出口气流角与 $\sin^{-1}(a_{th}/t)$ 的关系曲线

$(M_1(M_{2rel})<0.5, Re=2\times10^5)$

$\alpha_1^*=f(\sin^{-1}\frac{a_{th}}{t})$，其关系曲线见图 3-34，式中 a_{th} 为该叶栅的喉道宽度；

ρ_e——叶型背弧由喉道点至尾缘段的平均曲率半径，可参见图 3-29，$\rho_e=j^2/8z$。

b. 当叶栅出口 $M_1(M_{2rel})=1.0$ 时：

$$\alpha_{1\delta=0}=-\sin^{-1}\frac{A_{th}}{A_{a1}} \tag{3-120}$$

式中：A_{th}——通流喉部面积；

A_{a1}——栅后参考平面的环形面积。

对于内、外通道均扩张的情况，喉道面积可用下式求得

$$A_{th}=\frac{(\frac{a_{th}}{t})_{av}[5A_{a1}+A_{a0}]}{6} \tag{3-121}$$

式中：A_{a0}——栅前参考平面上的环形面积。

c. 当 $0.5<M_1(M_{2rel})<1.0$ 时，可在 $M_1(M_{2rel})=0.5$ 和 $M_1(M_{2rel})=1.0$ 之间按直线规律变化。

(2) 当叶尖间隙不为零时

a. 在低马赫数情况

$$\alpha_1=\mathrm{tg}^{-1}\left\{[1-X(\frac{\delta}{h})(\frac{\cos(90^\circ-\alpha_{0k})}{\cos(90^\circ-\alpha_{1\delta=0})})]\mathrm{tg}(90^\circ-\alpha_{1\delta=0})+X(\frac{\delta}{h})(\frac{\cos(90^\circ-\alpha_{0k})}{\cos(90^\circ-\alpha_{1\delta=0})})\mathrm{tg}(90^\circ-\alpha_{0k})\right\} \tag{3-122}$$

式中：X——对不带冠叶尖间隙 X 取 1.35，对简单叶冠 X 取 0.7。

对复杂的带冠叶片，在式(3-122)中用$\frac{W_\delta}{Wg}$代替$(\frac{\delta}{h})(\frac{\cos(90^\circ-\alpha_{0k})}{\cos(90^\circ-\alpha_{1\delta=0})})$项。$W_\delta$是叶尖间隙漏气流量；$\alpha_{0k}$是叶栅进口几何角；h是环形流道高度。

b. 叶栅出口 $M=1.0$ 时

对于不带冠叶片：

$$A_{th} = A_{th\delta=0}[1-(\frac{\delta}{h})] + A_\delta \quad (3-123)$$

式中：A_δ——径向间隙的面积，若叶尖直径为D_t，则$A_\delta=\pi D_t\delta$。

对于带冠叶片：

$$A_{th} = A_{th\delta=0} + A_\delta \quad (3-124)$$

3.6.5 叶片排马赫数 M_1，M_{2rel}及 M_{1rel}

(1) 对于纯亚声速涡轮，静子叶片出口马赫数M_1和转子叶片出口马赫数M_{2rel}在整个叶高上应小于0.8。

(2) 对于高亚声速涡轮，一般M_1，M_{2rel}会在0.8～1.0范围内变化，设计中一般应使M_1和M_{2rel}比较均衡。允许在较小的局部叶高区域出现M_1或$M_{2rel}>1.0$，但最大不应超过1.05。

(3) 跨声速涡轮是指沿静子叶片或转子叶片整个叶高出口马赫数M达到1.0～1.25。根据涡轮焓降以及马赫数对涡轮效率的影响，考虑具体工作情况，可以将静子叶片设计为跨声速叶片，转子叶片为亚声速的，也可以将转子叶片设计为跨声速叶片而静子叶片为亚声速的或将转、静子叶片均设计为跨声速叶片。

(4) 考虑到流动的堵塞及涡轮效率，转子叶片进口相对马赫数M_{1rel}一般控制在合适的范围内。

叶片出口马赫数与涡轮流道、损失、转速、负荷、反力度等有关，最终获得的是折衷结果。

3.7 用于涡轮气动设计(准三维设计)的计算机程序

3.7.1 S_2流场计算用的计算机程序

3.7.1.1 S_2流面(反问题)计算机程序

(1) 程序功能

用流线曲率法程序求解涡轮中的S_2流面初始流场是目前较为广泛采用的方法之一，该方法在轴向间隙中求解包括完全径向平衡方程的方程组，经调整及反复迭代计算在达到流线精度和流量精度后获得满足设计要求的计算性能。

程序功能及适用范围：

单轴涡轮和双轴涡轮计算；

单级涡轮和多级涡轮计算；

计算在轴向间隙中进行；

涡轮进口温度、压力沿径向变化；

进口气流方向可以是轴向也可以是非轴向进气；

按照一定的损失模型确定损失并参加气动迭代计算；

沿径向变功设计；

采用变比热容计算；

考虑涡轮中不同形式气冷叶片冷气与主流燃气的质量掺混、能量掺混和动量掺混的影响。

(2) 主要输入数据

a. 设计依据参数：

涡轮进口燃气流量 W_{g0}；

涡轮进口沿径向变化的燃气总温 $T_{t0}(r)$；

涡轮进口沿径向变化的燃气总压 $P_{t0}(r)$；

涡轮进口计算站参数对应各流线半径位置 r；

各转子转速 n。

b. 工质特征参数：

油气比 f_a。

c. 冷却空气有关参数：

各叶栅喉道前、后冷却空气温度 T_{clt}, T_{ctt}；

各叶栅喉道前、后冷却空气压力 P_{clt}, P_{ctt}；

各叶栅喉道前、后掺入主流燃气的冷却空气流量 W_{cl}, W_{ct}。

d. 控制计算域、计算站、计算节点的参数：

涡轮级数 Z；

沿轴向计算站总数，前、后附加站，各转子、各级轴向间隙中有效计算站等的给定；

沿径向原始节点数、计算流线数等。

e. 计算域及子午流道几何参数：

各轴向计算站上内、外流道壁面各点的轴、径向位置 $R_{ex}, R_{in}, Z_{ex}, Z_{in}$

f. 计算损失用的参数：

各叶片排预估展弦比 h/b；

二次流损失在各叶片根、顶区域所占高度 $\Delta h_1, \Delta h_2$；

各级叶尖径向间隙漏气损失系数 δ_{RK}。

g. 给定参数：

涡轮进口计算站对应流线半径的环量 $C_{u0}r_0(r)$；

涡轮进口计算站对应流线半径的速度损失系数 $\varphi_0(r)$；

各级转子叶片进、出口计算站给定参数的流线半径 r_1, r_2；

各级转子叶片进、出口计算站对应流线半径的环量 $C_{u1}r_1(r), C_{u2}r_2(r)$；

各级转子叶片进、出口计算站对应流线半径的初始速度损失系数 $\varphi(r), \psi(r)$；

各计算站中间流线上子午速度初值 C_m。

(3) 主要输出结果

a. 涡轮进口沿各流线 $r_0(r)$分布的气动、热力参数，见表 3－2。

表 3－2　涡轮进口沿各流线 $r_0(r)$分布的气动热力参数

$r_0(r)$	T_{t0}	P_{t0}	M_0	ρ_0	α_0

b. 各计算站上各流线的气动热力参数，见表 3－3

表 3-3 各计算站上各流线的气动热力参数

$r_1(r)$	$c_{m1}(r)$	$c_{r1}(r)$	$c_{a1}(r)$	$c_{u1}(r)$	$c_1(r)$	$u_1(r)$	$c_{1rel}(r)$	$\alpha_1(r)$	$\beta_1(r)$	$\lambda_1(r)$	$\lambda_{1rel}(r)$
$r_2(r)$	$c_{m2}(r)$	$c_{r2}(r)$	$c_{a2}(r)$	$c_{u2}(r)$	$c_2(r)$	$u_2(r)$	$c_{2rel}(r)$	$\alpha_2(r)$	$\beta_2(r)$	$\lambda_2(r)$	$\lambda_{2rel}(r)$
$r_1(r)$	$T_{t1}(r)$	$T_{t1mix}(r)$	$p_{t1}(r)$	$T_{s1}(r)$	$p_{s1}(r)$	$T_{t1rel}(r)$	$p_{t1rel}(r)$	$\rho_1(r)$	$M_1(r)$	$M_{1rel}(r)$	
$r_2(r)$	$T_{t2}(r)$	$T_{t2mix}(r)$	$p_{t2}(r)$	$T_{s2}(r)$	$p_{s2}(r)$	$T_{t2rel}(r)$	$p_{t2rel}(r)$	$\rho_2(r)$	$M_2(r)$	$M_{2rel}(r)$	

c．级参数，见表 3-4。

表 3-4 级参数

$r_2(r)$	Ω_{st}	π_{tT}	L_T	L_{tad}	N_T	N_{Tis}	η_{tT}	μ_T

d．级平均参数，见表 3-5。

表 3-5 级平均参数

Ω_{stav}	π_{tTav}	L_{Tav}	L_{tadav}	N_{Tav}	N_{adav}	η_{tTav}	μ_{Tav}

e．涡轮总参数，见表 3-6。

表 3-6 涡轮总参数

π_{tT}	L_T	L_{tad}	N_T	N_{ad}	η_{tT}	

3.7.1.2 S_2 流面(正问题)计算机程序

该程序为求解带有质量、动量和能量分布源项的欧拉方程并采用高精度的隐式格式，对粘性及冷却空气的射入现象作了详细模拟。可用于涡轮的设计状态和非设计状态性能计算，计算中的关键在于各损失分量给出的准确程度。

(1) 程序功能及适用范围

单轴涡轮和多轴涡轮；

单级涡轮和多级涡轮；

计算在轴向间隙和叶片排中进行，考虑了叶片力、叶片倾斜和弯扭的影响；

涡轮进口温度、压力沿径向的变化；

进口气流方向可以是轴向也可以是非轴向进气；

考虑多种损失的影响，给定各损失量的分布；

采用变比热容计算；

考虑不同形式冷气掺混的影响。

(2) 主要输入数据

a．网格生成所需数据：

子午流道内、外壁面的坐标点数及轴向和径向坐标；

每个叶片排沿叶高多个截面的叶型坐标。

b．涡轮设计参数：

计算域进口沿叶高计算点数及所对应的半径 $r_0(r)$；

进口气流在对应半径上的径向气流角 $\varphi_0(r)$；

进口气流在对应半径上的周向气流角度 $\alpha_0(r)$；

进口气流在对应半径上的总温 $T_{t0}(r)$；

进口气流在对应半径上的总压 $P_{t0}(r)$；

对应叶片排的转速 n;
涡轮出口平均静压 P_{S2T}。
c. 给定损失参数:
按总损失中各损失分量分别给出
各叶片排沿叶高损失给定的点数;
各种给定损失的半径及对应的损失值,各损失分量见表 3-7。

表 3-7　损失值

叶型摩擦损失	$\zeta_f(r)$	尾缘损失	$\zeta_{tr}(r)$
二次流损失	$\zeta_s(r)$	考虑三维特征的损失	$\zeta_{3D}(r)$
轴向间隙引起的摩擦损失	ζ_{fg}	叶片径向间隙漏气损失	$\zeta_k(r)$
攻角损失	$\zeta_i(r)$	冷气掺混损失	ζ_{cool}

(3) 主要输出结果
每个叶片排进、出口截面沿叶高分布的气动参数。
a. 涡轮导向叶片进、出口参数,见表 3-8,表 3-9。

表 3-8　导向叶片进口参数

$r_0(r)$	$z_0(r)$	$M_0(r)$	$\alpha_0(r)$	$\beta_2(r)$	$T_{t0}(r)$	$T_{s0}(r)$
$P_{t0}(r)$	$P_{s0}(r)$	$c_{u0}(r)$	$c_{a0}(r)$	$c_{r0}(r)$	$u_2(r)$	$\varphi_{r0}(r)$

表 3-9　导向叶片出口参数

$r_1(r)$	$z_1(r)$	$M_1(r)$	$\alpha_1(r)$	$\beta_1(r)$	$T_{t1}(r)$	$T_{s1}(r)$	$M_{1rel}(r)$
$P_{t1}(r)$	$P_{s1}(r)$	$P_{t1rel}(r)$	$c_{u1}(r)$	$c_{a1}(r)$	$c_{r1}(r)$	$u_1(r)$	$\varphi_{r1}(r)$

b. 转子叶片进、出口参数,见表 3-10,表 3-11。

表 3-10　转子叶片进口参数

$r_1(r)$	$z_1(r)$	$M_{1rel}(r)$	$\alpha_1(r)$	$\beta_1(r)$	$T_{t1rel}(r)$	$T_{s1}(r)$
$P_{t1rel}(r)$	$P_{s1}(r)$	$c_{u1}(r)$	$c_{a1}(r)$	$c_{r1}(r)$	$u_1(r)$	$\varphi_{r1}(r)$

表 3-11　转子叶片出口参数

$r_2(r)$	$z_2(r)$	$M_2(r)$	$\alpha_2(r)$	$\beta_2(r)$	$T_{t2}(r)$	$T_{s2}(r)$	$M_{2rel}(r)$
$P_{t2}(r)$	$P_{s2}(r)$	$P_{t2rel}(r)$	$c_{u2}(r)$	$c_{a2}(r)$	$c_{r2}(r)$	$u_2(r)$	$\varphi_{r2}(r)$

c. 涡轮出口的级参数,见表 3-12。

表 3-12　涡轮出口级参数

$r_{ex}(r)$	$\Omega_{st}(r)$	$\pi_{tT}(r)$	$P_{s2}(r)$

d. 涡轮级参数和总参数,见表 3-13。

表 3-13　涡轮级参数和总参数

W_0	N_T	η_{tT}	η_{sT}

3.7.2　全三维流场计算用的计算机程序

对于全三维流场计算用的计算程序,各国使用的有很多种版本。目前,用于三维分析主要

采用3种方程，即欧拉方程、平均N-S方程和大涡模拟方程；计算方法主要应用压力修正方法、时间相关法与人工可压缩性方法。

3.7.2.1 三维计算程序所应用的数学模型

平均N-S方程，其方程源项内用质量源方法考虑了冷气掺混，用热源考虑了化学热与热辐射热。微分方程具体表达式为：

$$\frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \nabla \cdot (\rho \vec{w}) = \dot{m}_c \tag{3-125}$$

$$\frac{\partial (\rho \vec{w})}{\partial \tau} + \nabla (\rho \vec{w}\vec{w} + IP - \Pi) = \vec{V}_c \dot{m}_c - r\rho \frac{\mathrm{d}\vec{\omega}}{\mathrm{d}t} i_\theta \tag{3-126}$$

$$\frac{\partial (\rho e)}{\partial \tau} + \nabla \cdot [(\rho e + P)\vec{w} - \lambda \Delta T - \Pi \cdot \vec{w}] = q + \dot{m}_c H_c + r\omega^2 \rho w_r - r\rho w_u \frac{\mathrm{d}\vec{\omega}}{\mathrm{d}t} \tag{3-127}$$

式中：$\Pi = \Pi' - \rho\vec{w}\vec{w}$，$\Pi'$为粘性应力张量 $e = u + (w^2/2)$；

$\dot{m}_c$——质量元，单位时间单位体积流入或流出的质量；

$\vec{V}_c$——冷却气体的速度；

H_c——冷却气体的相对总内能 $H_c = u_c + (V_c^2/2)$；

ω——涡轮轴旋转角速度；

q——单位时间单位体积加入的热量 $\lambda = [(\mu_1/p_{rl}) + (\mu_t/p_{rt})]c_p$。

应用涡粘模型有：

$$\Pi = (\mu_1 + \mu_t)(2\Psi - \frac{2}{3} I \nabla \cdot \vec{w})$$

式中，μ_t 可用“零”方程模型、“一”方程模型和“二”方程模型来求解。

对于“零”方程模型通常有Cebeci-Smith模型和Baldwin-Lamx模型。“一”方程模型用的比较少，“二”方程模型用的比较多的是k-ε模型。不同的紊流模型在计算中是有差别的，对分离流与有复杂涡系时，不同模型计算差别就更大了，可以说三维粘性流的计算准确性在很大程度上依赖于转捩模型和紊流模型。

微分方程组(3-125)～(3-127)，针对不同问题不同方法，方程有不同的表达形式。对于无粘无热传导求解，方程中粘性项与导热项将被忽略或简化，对于应用有限元方法，有限体积方法，方程也要写成变分原理或积分形式的方程。这里不一一介绍。对不同方法，如压力修正方法、人工可压缩性方法，方程也要进行一些变化。就目前来看粘性流求解主要应用平均方程，其进一步发展应用大涡模拟方程或直接求解N-S方程，但到工程应用还有一定困难。

3.7.2.2 区域离散与计算网格

目前数值求解是主要方法。这就要解决计算域与方程离散问题。对于叶轮机内复杂区域往往要采用分区计算方法，如静叶与动叶可分不同区域；对无围带叶片有间隙流动，间隙内流动可划分一个单独的计算区域，对于有围带的间隙内流动，分区计算可以更复杂一些。对于每一个区域还要划分成计算网格。涡轮叶片流道内一般有结构网格与非结构网格之分，结构网格一般针对有限差分方法，非结构网格针对有限体积方法。在生成结构网格过程中要求网格线充分光滑，正交性好，空间各方向步长之比不能太大或太小，一般要求网格线要4阶导数连续，网格线之间夹角大于15°～30°，网格空间步长 $h_i/h_j < 8$，另外要求网格适应边界的粘性效

应，适应激波的计算，在计算中可采用自适应网格技术。非结构网格其适应性与自适应性均较好，可适应复杂边界，缺点是隐式格式的建立及高精度格式的建立有一定困难。对于有限元方法，区域离散主要采用不同形状的几何单元，这里不详细叙述。

在涡轮叶栅内结构网格通常采用4种网格体系，即H型网格，C型网格和O型网格，复杂的情况也采用H+O型网格。H网格可适应有粘与无粘计算，在叶片前后缘附近网格有畸变现象，计算误差比较大，C型网格适应叶栅的无粘计算，O型与H+O型网格适应有粘计算，其H+O型网格比较灵活，即可满足壁面的网格正交性计算要求，也可保证多叶列计算的方便。但这种网格生成复杂一些。

分区算法与网格技术是涡轮机计算中非常重要的问题。处理不好计算误差相当大，没有好的分区计算方法和很好的网格体系就不能进行正确的数值求解。

3.7.2.3　方程离散与高精度TVD格式

不同算法方程离散的方法也不同。对于有限差分和有限体积法，方程离散有隐格式、中心差分格式、迎风格式、矢通量格式和TVD格式。隐式差分格式其稳定性好，推进步长可取得大一些。对于时间相关方法，CFL数可取的大一些，对于显格式，推进步长要小，一般CFL数小于1，可采用多重网格技术、龙格库塔方法、变时间步长等方法加速计算。值得注意的是，目前高阶TVD格式已普遍应用于有限差分计算和有限体积方法，这种差分格式不仅精度高，而且可捕捉强间断。采用有限元方法时也可采用这种高精度的TVD格式。

TVD格式主要含意是总变差不增或减少，高精度TVD格式，在一维流场计算中捕捉激波时只需2～3个网格点。而采用Lax格式要15个网格点左右。可以说高精度的TVD格式是目前流场计算中的佼佼者，是计算流体力学发展的一个新高峰。目前高水平计算程序均采用了这一种计算格式。

在方程离散中非常重要的是边界条件的离散，在很多计算程序中，边界差分格式误差很大，使计算精度下降。因此在编制与使用某一程序时，特别要注意边界条件的处理方法与给定方法。

3.7.2.4　适于亚声速进口单列叶栅的程序输入输出

(1) 程序构成

全三维计算机程序通常由3部分构成：前处理网格生成、主程序、后处理结果图形显示。

(2) 输入参数

进口总压；

进口总温；

进口气流角——气流速度与切向分速的夹角，轴向分速与径向分速的夹角；

出口静压；

输入参数对导向叶栅和转子叶栅均适用，当用于转子叶栅时相应的参数用相对参数。

(3) 输出参数

对全部计算点输出：

坐标、静压、密度、轴向分速、周向分速、径向分速以及对应的马赫数等。

三维流场的输出参数必须经过后处理程序及相应的图形处理软件显示不同流面的各种流动特征。

第4章 叶身成型

涡轮叶片的叶身是实现燃气中能量转换的载体，是决定涡轮性能的首要因素。在叶身设计中，其几何形状首先应满足气动要求，此外由于叶身是在高压、高温、高速运转状态下工作，尚须满足强度、寿命、冷却、制造等要求。因此叶身成型设计是根据具体情况，分清主次，统筹兼顾的设计过程。

目前叶身成型是由几个截面的叶型，沿叶高按某种规律积叠而成，其中单个截面叶型成型有正问题法和反问题法。正问题法是根据各项要求，初步确定的叶型，经计算或试验对叶栅性能进行鉴定、修改。反问题法是按气动要求经叶栅绕流计算设计叶型。

由于目前对反问题法的理论尚不够完善，及叶型的附加条件多，不易设计出实用的叶型，故很少采用。由于多年来对叶栅性能进行了大量的试验研究，积累了大量的数据和经验公式，为正问题的叶型设计提供了一些设计准则，较大地方便了叶型设计，故目前大都采用正问题法进行叶型设计，即用图解法(作图法)或用计算机进行辅助设计，能较迅速地设计出实用叶型。

本章较为详细地叙述图解法设计平面叶型和沿叶高叶身型面形成的过程，提供了一些叶栅参数的参考值，并对用计算机辅助设计叶型作一简介。

4.1 叶型设计依据及要求

叶型设计的依据主要是气动参数和有关的结构方案。

气动参数方面：须具备含有各级叶片进、出口轴向、径向尺寸，上下流道扩张角，沿叶高叶片轴向尺寸等内容的热态流道图和发动机各状态(至少有设计点)下的涡轮各级气动参数。

结构方面：叶片是否为气冷叶片，叶片内腔是否通过承力拉杆，叶片与机匣、涡轮盘的连接固定形式，有无叶冠等结构方案及其冷态的结构打样图。

4.2 平面叶栅的造型

4.2.1 造型截面的选定

由于涡轮为扩张形流道，通常在热态流道图上取叶片前缘处，距上、下流道面5～8mm处，定为顶、根两平面叶栅造型截面的径向位置。在顶、根两截面间分若干等份，作为其余各造型截面的径向位置。等份数按叶片长短，及沿叶高气动参数变化大小而定。通常各截面距离在30mm左右。在顶、根两截面外，再外延选定1～2个截面作为生产制造的辅助叶型截面。此外亦可以叶片前缘(或尾缘、中间)与上、下流道面的交点处，作为顶、根两个造型截面的径向位置，但在叶身最终成型后，仍须按上述截面确定的原则，插值定出各截面叶型，供生产制造用。

4.2.2 叶栅几何参数的选择

4.2.2.1 叶片数的选择

叶片数应从气动、结构、强度、冷却等方面综合统一考虑而确定。

气动方面：由于叶片数 N 决定了各截面叶栅栅距 $t=2\pi R_i/N$，式中 R_i 为各截面的径向值。而叶栅稠度 b/t 亦有一最佳范围值，两者在造型过程中常有矛盾，即若取定合适的稠度，其换算出叶型弦长 b 不一定合适，若取定合适的弦长 b，其栅距 t 不一定合适。为此常须反复调整叶片数，使稠度与弦长皆较合适。

这里介绍一种确定叶片数初始值的方法。取叶片中径尺寸 R，选其稠度$(b/t)=1.3\sim1.4$，按具体情况初选叶型弦长 b，或通过热态通道图上的叶型轴向宽度 S，经叶型安装角 γ（参见图 4－1）换算出弦长 b 的近似值（其中安装角可通过中径上进、出气流的速度矢量之和求得）。当换算出栅距 t 后，$N=2\pi R/t$ 可按式取其圆整值，作为初定的叶片数。

此外叶片数尚须与结构，强度，质量等方面的要求进行协调一致。如叶片内腔通过承力拉杆的数量、气冷叶片进气口的数量、工作叶片与轮盘连接的榫头、榫槽强度、叶冠强度、质量等。

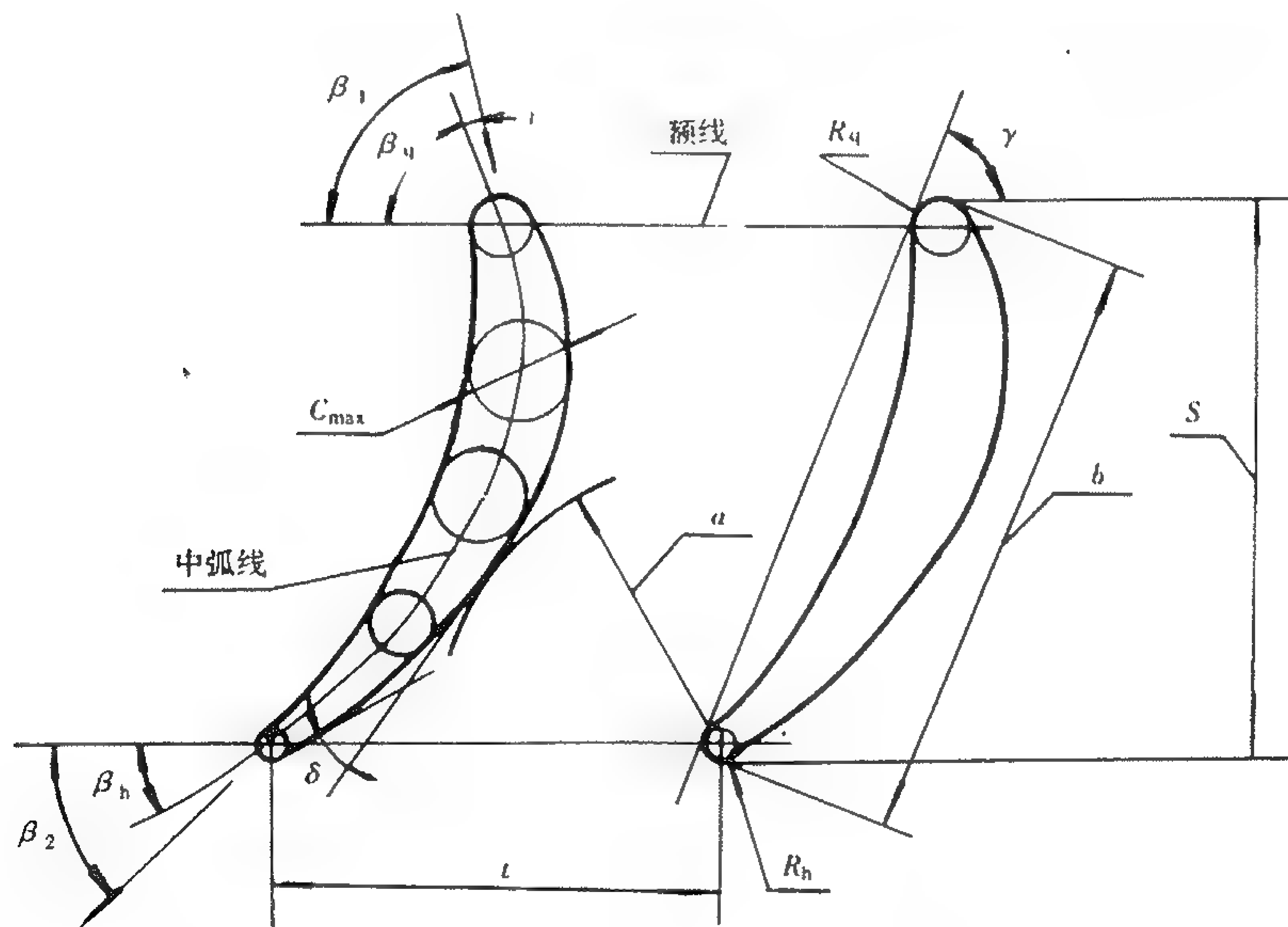


图 4－1 叶栅参数示意图

4.2.2.2 叶栅稠度的选择

叶栅稠度是影响性能的重要参数之一。目前确定最佳稠度值的经验公式很多，其差别不大，在造型过程中为照顾结构、强度等方面的要求，对该值可作适当调整。目前通常导向叶片的稠度值在 1.3～1.4 范围内。

4.2.2.3 叶型进口构造角、攻角及出口构造角的选择

在气动文件中导向叶片的进、出气流角用 α_i 表示，工作叶片的进、出气流角用 β_i 表示，本章为叙述方便一律用 β_i 表示。

进口（前缘）构造角 β_q 是叶型中弧线在前缘小圆圆心点的切线与额线间的夹角，该角与进气角 β_1 的差值称攻角 i，$i=\beta_q-\beta_1$（参见图 4－1）。

经大量叶栅试验表明，亚声速叶栅的攻角 i 在 $+5°\sim-10°$ 之间，跨声叶栅攻角在 $0°$ 左右损失不大。

出口(后缘)构造角 β_h 是叶型中弧线在尾缘小圆圆心点的切线与额线间的夹角。出口构造角通常在出气角 $\beta_2\pm3°$ 范围内选取。

4.2.2.4　**前、后缘小圆半径的选取**

前、后缘小圆半径按性能要求是愈小愈好，但考虑到制造和强度要求不宜过小。在无特殊要求时，通常后缘 R_h 在 0.3～0.8mm，前缘 R_q 在 0.5～0.8mm 范围内选取，气冷叶片的 R_q，R_h 可按需再加大些作为造型的初始值。

4.2.2.5　**叶栅槽道喉部宽度的确定**

在两叶型之间的空间气流流动的过道称槽道。亚声速涡轮叶栅槽道，从进口至出口呈收敛型。在叶型盆面的尾缘至另一相邻叶型背面的最小距离称槽道喉部宽度 a。该宽度在一定的进口气动状态下，是确定出口气流角和流量的重要参数。

目前常用 $a=t\sin\beta'_2=t\sin(\beta_2-\Delta\beta)$ 确定喉宽或初始值。式中，t 为栅距；β_2 为出口气流角；$\Delta\beta$ 为修正角。修正角 $\Delta\beta$ 为 β_2 和 $M_2(\lambda_2)$ 的函数。目前常用阿比安茨等作者归纳的经验曲线(见图 4－2)。此曲线是平面叶栅在额定的条件下试验的归纳曲线，与现行有较大的三维流动的叶栅设计有差别，在应用时应按需进行修正。

另一种方法是在气动计算时，参考类似发动机上的面积修正系数，定出热态排气面积值。造型时先按 $a=t\sin\beta_2$(β_2 或稍加修正)，进行 2～3 个截面的造型(实施时只须定出近尾缘的一段叶背曲线)，定出喉宽的中点位置值，按直线或曲线规律，在通道子午面上求出中点连线与上、下通道面的交点(图 4－3)，两交点间的径向距离 H 作为高度值，以喉宽的平均值 a_0 作为宽度，则每个窗中的面积定为 a_0H。该值与气动计算给定的排气面积值进行对比，设每个窗口的面积差为 ΔF，则宽度差值为 $\Delta a=\Delta F/H$。各截面的叶型喉宽 a 值皆按 Δa 进行修正(图 4－4)。再重复其局部造型，直至面积差小于规定值为止。

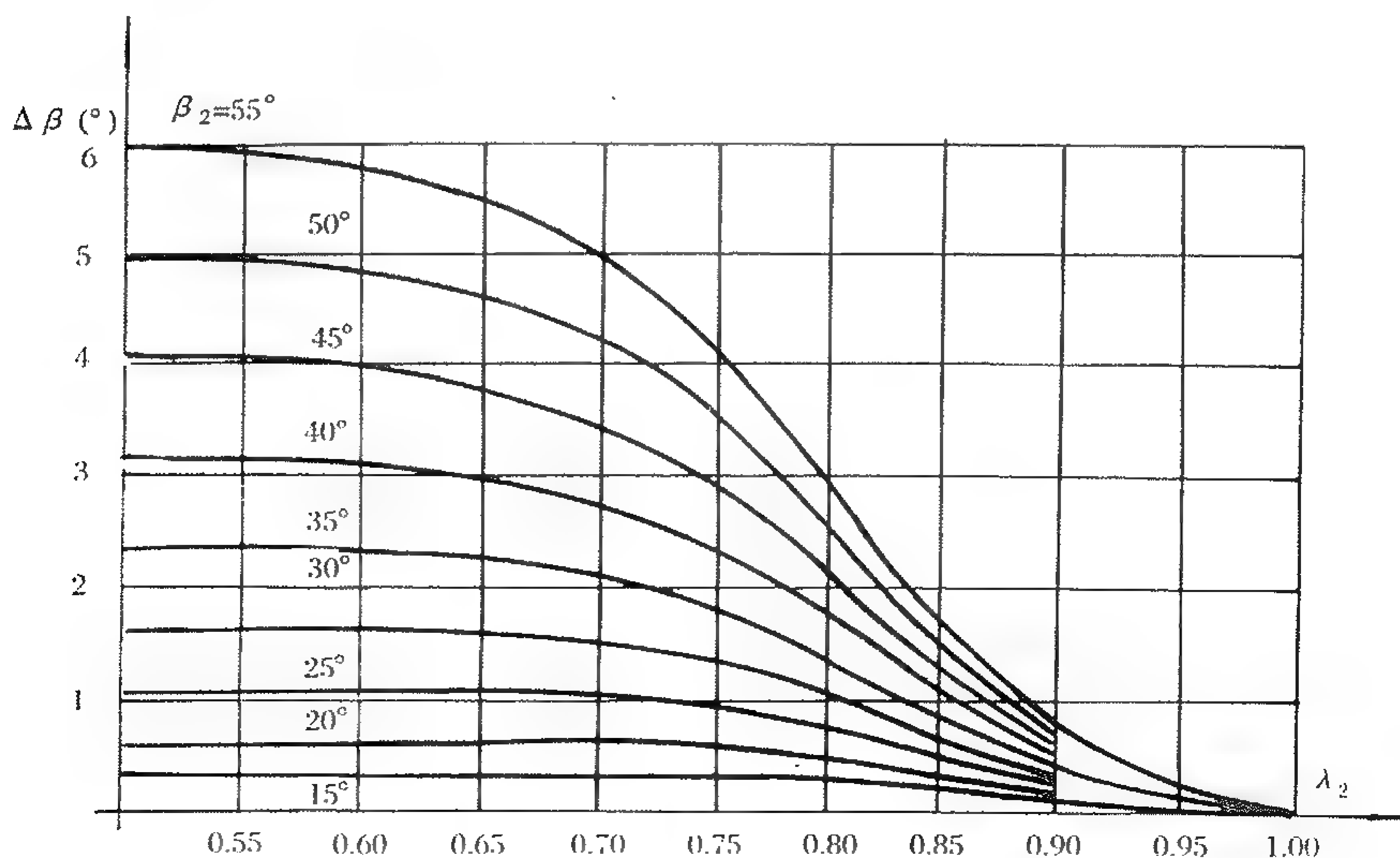


图 4－2　$\Delta\beta$ 与 β_2，λ_2 的关系曲线

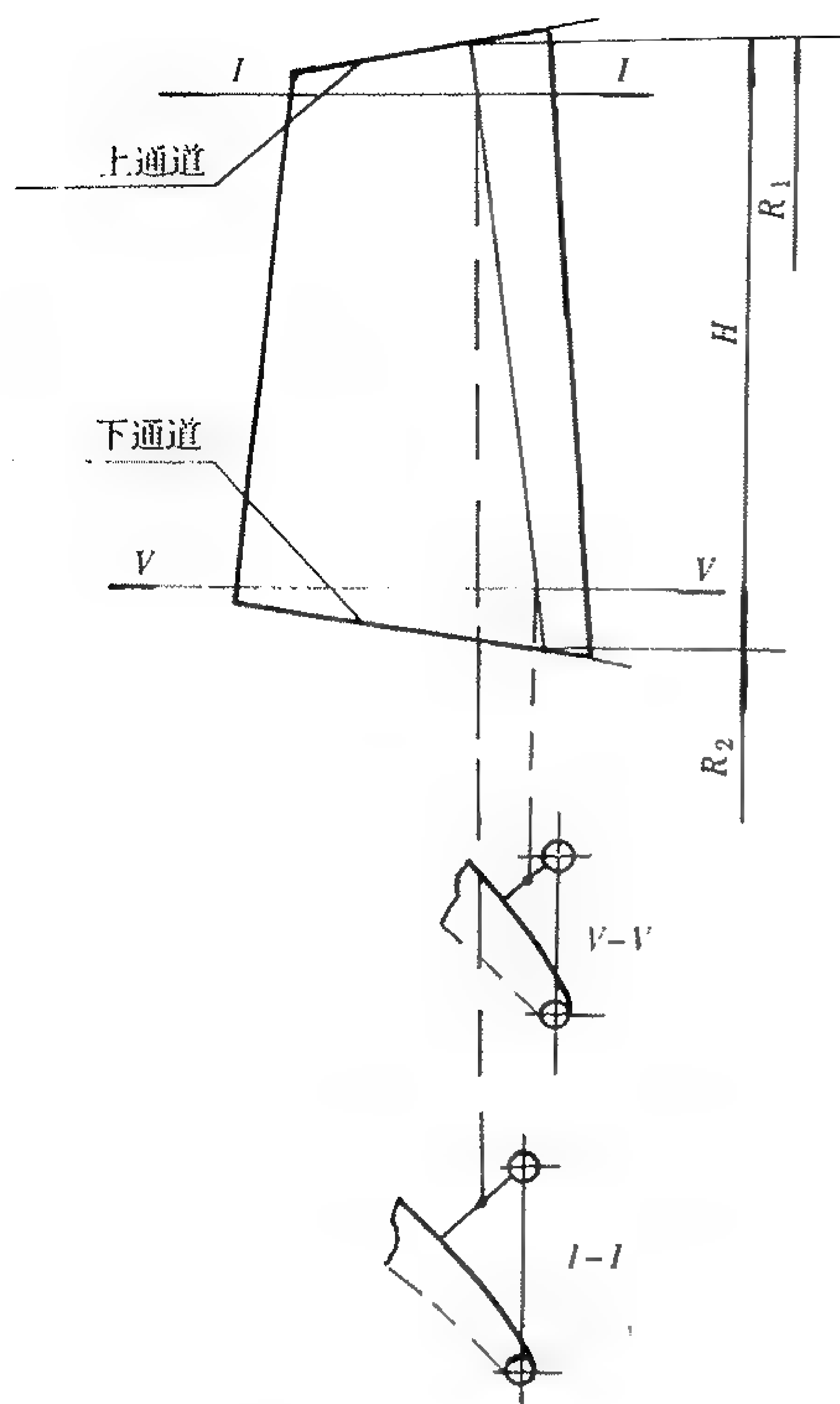


图 4-3　确定排气面积示意图

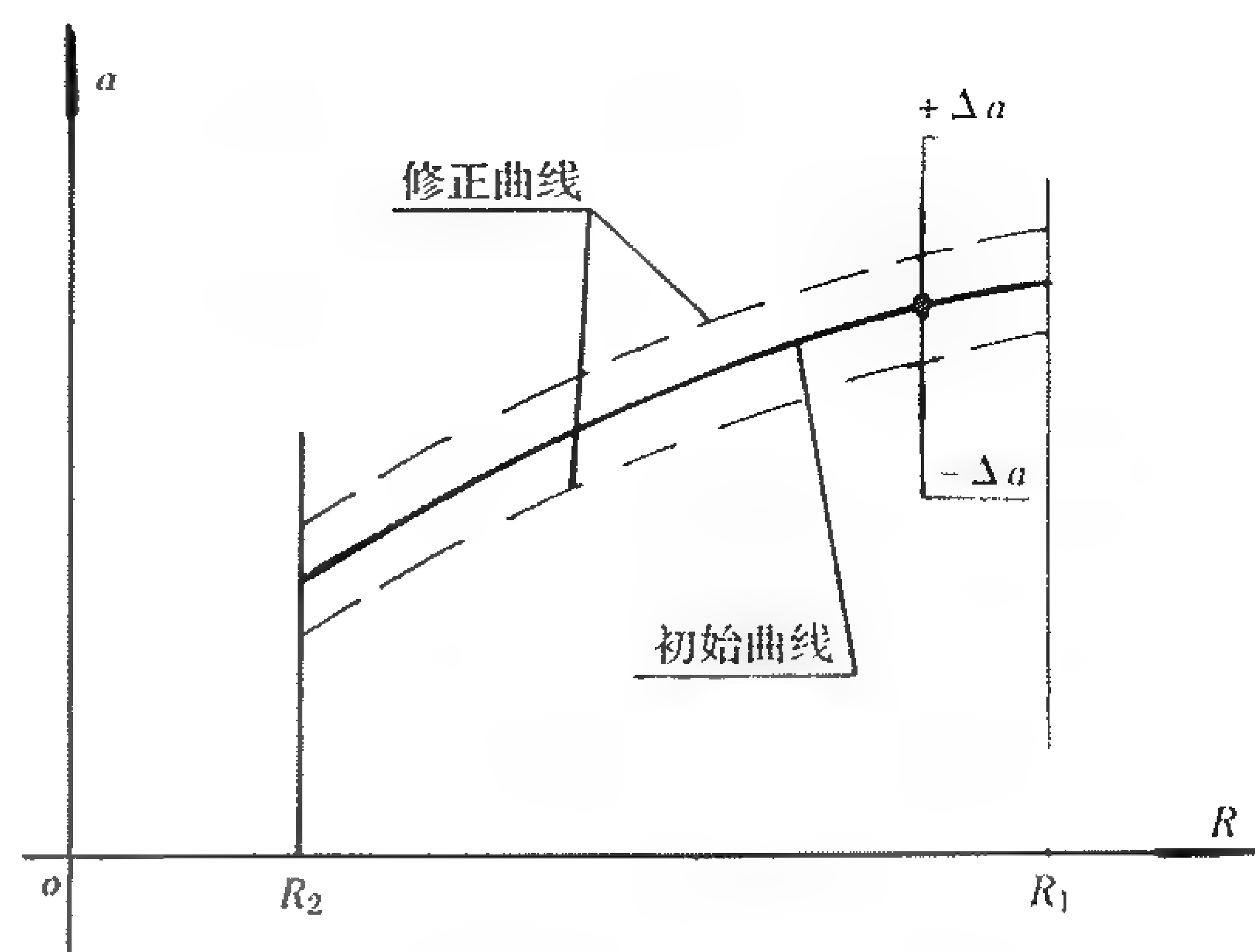


图 4-4　喉宽修正图

目前由于计算机的开发应用及三维气动设计日趋完善，在无更好的方法确定喉宽时，可暂按 $a = t\sin\beta_2$（式中，β_2 亦可按图 4-2 曲线或其他经验公式进行修正）初步确定喉宽初始值进行造型。将初始叶型代入气动计算中进行叶栅性能、流量等验算和迭代，最终确定喉宽和叶型。

4.2.2.6　**尾缘弯折角**

喉宽叶背端点（切点）处的切线和尾缘小圆与叶背曲线的切点处的切线间的夹角称尾缘弯折角 δ（见图 4-1）。该角的大小反映了叶背曲线斜切口处曲率变化，对叶栅性能和出气角有一定的影响。目前根据出口的 M_2 数确定弯折角的大小。

4.2.2.7　**叶型最大厚度**

叶型最大厚度 C_{max} 是叶型内切诸圆中的最大值（直径），通常在距前缘 20%～30% 弦长处。

该值与弦长的比值（相对厚度）$C = C_{max}/b$ 对性能有一定影响，目前在满足结构、强度、冷却、制造等要求下宜尽量取小。

4.2.2.8　**叶型面积**

叶型面积是由弦长、最大厚度等参数综合确定的。导向叶片的叶型面积沿叶高变化一般无特殊要求，在满足结构、冷却等要求下宜尽量取小，以便减轻质量。工作叶片的叶型面积，由于强度需要，通常应选择合适的根/尖面积比。中间叶型面积为根、顶叶型面积的平均值的 70%～85%（短叶片取小值，长叶片取大值）。顶部叶型的面积应根据叶冠的载荷而定，根部叶型的面积可根据叶身的离心拉伸应力小于材料的许用应力值的 50% 左右而定出初始值。

4.2.3　型线选择原则

叶型型线是气流流道的壁面，为减少流动损失，型线应光滑无拐点，一阶、二阶导数应连续。符合此条件的曲线很多，如二次曲线（圆、椭圆、抛物线等）、双扭线、螺旋线等。这些曲线的方程大都较为简单，变量较少很易确定，但在造型过程中，有时存在一定缺陷，如当叶型局部

不适合，改变参数后曲线全部改变，将使其他部位不适合，增加了造型难度，甚至牺牲某些性能。

近来由于B样条曲线系列和计算机的开拓应用，在造型中采用B样条曲线系列作为型线具有灵活、可局部修改等良好的特征，能快速方便地设计出良好的叶型。

4.2.4 单个截面图解法造型

图解法造型通常是在方格纸上，以放大10倍或大于10倍的比例进行作图造型。在造型前应先将各有关气动参数及初选的参数，按各截面汇总列表，供各截面在造型过程中使用。造型时一般先对顶、根两截面进行，而后以顶、根两截面的叶型为基础，按某种沿叶高规律，定出其余各截面的叶型。图所用的工具应为专用的，其直尺、三角板应由优质变形小的材料制成，直线度、垂直度应精确，计量刻度应准确。纸张应为优质变形小的纸质。铅笔应为较细硬的4H、5H的铅笔等。

4.2.4.1 初始单个截面的叶型形成

依据造型参数表中顶部或根部截面的数据，即可进行单个截面造型。现介绍一种作图步骤（图4－5）。

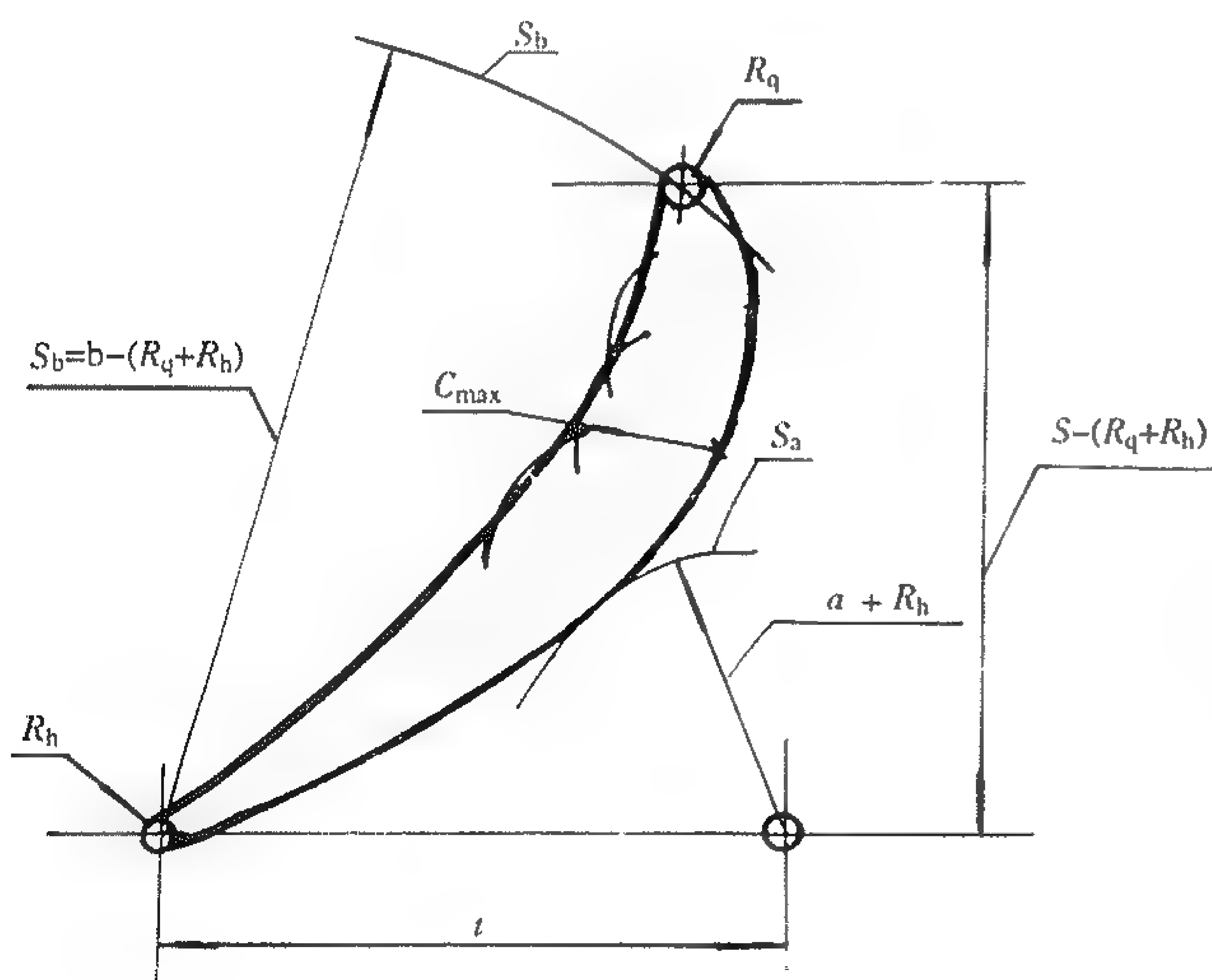


图4－5 造型次序示意图

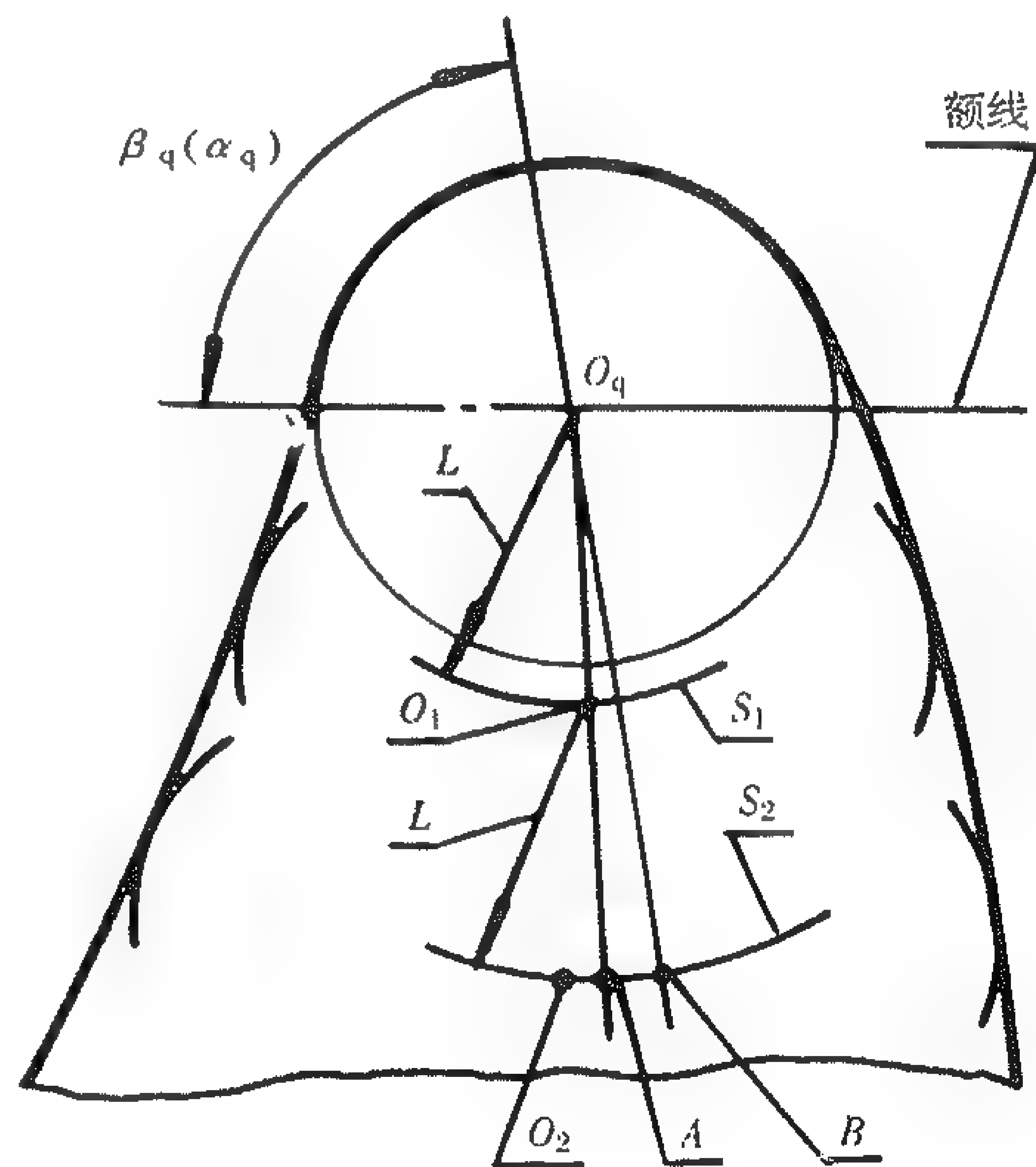


图4－6 前缘构造角作法

（1）在图面下端绘制一条直线，在此直线上以相距为栅距 t 的两点为圆心、以 R_h 为半径作两个尾缘小圆。

（2）按导向叶片和工作叶片的进、出口气流角的转折方向，确定主叶型及相邻叶型的尾缘（图4－5为导向叶片的示例）。以相邻尾缘的小圆圆心为原点，以喉宽 a 和尾缘半径 R_h 之和 $(a+R_h)$ 为半径作圆弧 S_a。

（3）以弦长减去前、后缘小圆半径：$b-(R_q+R_h)$ 为半径，以主叶型尾缘圆心为原点，作圆弧 S_b；以轴向宽度减去前、后缘小圆半径，即 $S-(R_q+R_h)$ 为距离，作两尾缘连线（额线）的平行线；两线的交点定为前缘小圆圆心的初始值（或参照安装角 γ 定出前缘小圆圆心）。并作出前缘小圆 R_q。

(4) 在事先制作的一套某型线样板(其放大比例通常应与作图比例相同)中,选择合适的样板作与前、后小圆和 S_a 弧同时相切的曲线,此曲线为叶背的初始型线。通常在亚声速范围内,曲线的曲率应保持由前缘至尾缘逐渐减少。

(5) 以叶背型线上近前缘的各点为圆心,以最大厚度 C_{max} 为半径作若干圆弧。

(6) 选用合适的型线样板,作与前、后缘小圆和某一个 C_{max} 圆弧皆相切的曲线构成叶盆型线,至此初始叶型已绘制出。下面检查叶型各参数,不满足要求时,则按需进行调整,直至各参数较为满意为止。

4.2.4.2　叶型各参数的检查及调整

(1) 前缘构造角 $\beta_q(\alpha_q)$:该角为叶型中弧线在前缘端点(前缘圆心)的切线与额线间的夹角。现介绍一种求中弧线前端点切线的作图方法:假设叶型中弧线前端点附近一小段为未知半径、圆心的圆弧,其前端点切线的作法如图 4-6 所示,以前端点 O_q 为圆心,以较小的 L 为半径作圆弧 S_1。在 S_1 弧上定出叶型的中点 O_1。再以 O_1 为圆心,仍以 L 为半径作圆弧 S_2,在 S_2 弧上定出叶型中点 O_2,连接 O_q,O_1 两点并延长交 S_2 弧于 A 点,在 S_2 弧上取 $AB = AO_2$ 定出 B 点,连接 O_q 和 B 两点,则 O_qB 线为中弧线上 O_q 的切线。在作图中 L 值的大小,在 10 倍放大图上能分清各点的前提下,尽量取小,以便提高准确度。

当求得前缘构造角未满足预选值时,可调换型线样板,调整前缘圆心、半径等值,进行重新造型。

(2) 尾缘构造角 $\beta_h(\alpha_h)$:由于叶型尾缘段较平直,近尾缘的中弧线亦较平直,可近似为直线,则中弧线在尾缘端点的切线如图 4-7 所示。作法 1:在近尾缘处求出叶型中点 O_1,连接 O_1O_h 线,则得中弧线在尾缘端点上的切线。作法 2:在盆、背型线与尾缘小圆的切点 C,D 两点上作两条公切线,两切线交于 E 点,连接 O_hE 线,则得中弧线在尾缘端点上的切线。切线(O_1O_h 或 O_hE)与额线间的夹角即为尾缘构造角。

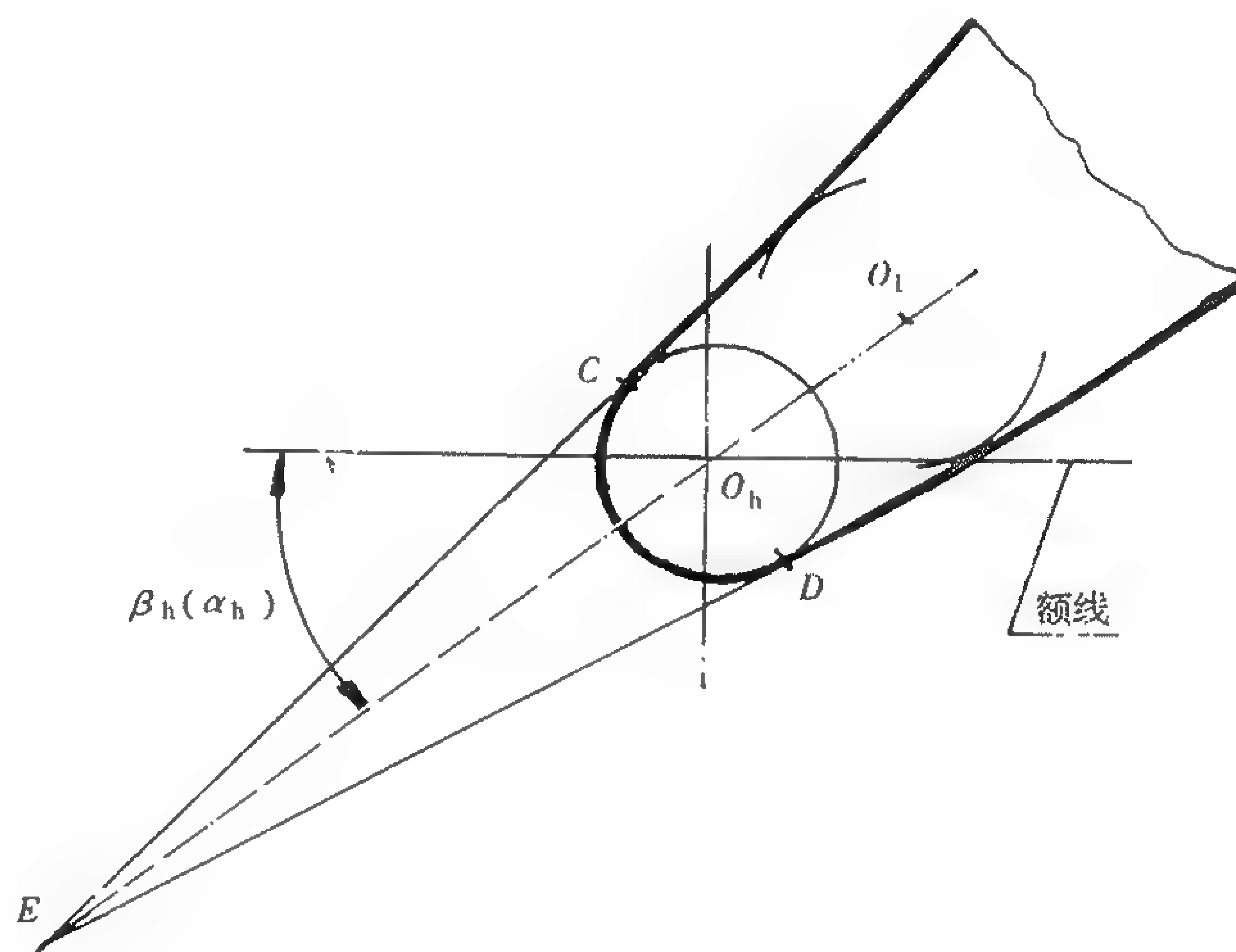


图 4-7　尾缘构造角的作法

若所得之尾缘构造角未满足预选的范围,则可调换型线,或调整尾缘半径,进行重新造型。

(3) 尾缘弯折角 δ:如图 4-8 所示,过圆弧 S_a 与叶背型线的切点 F 作切线,和尾缘小圆与叶背型线的切点 D 作切线,两切线间

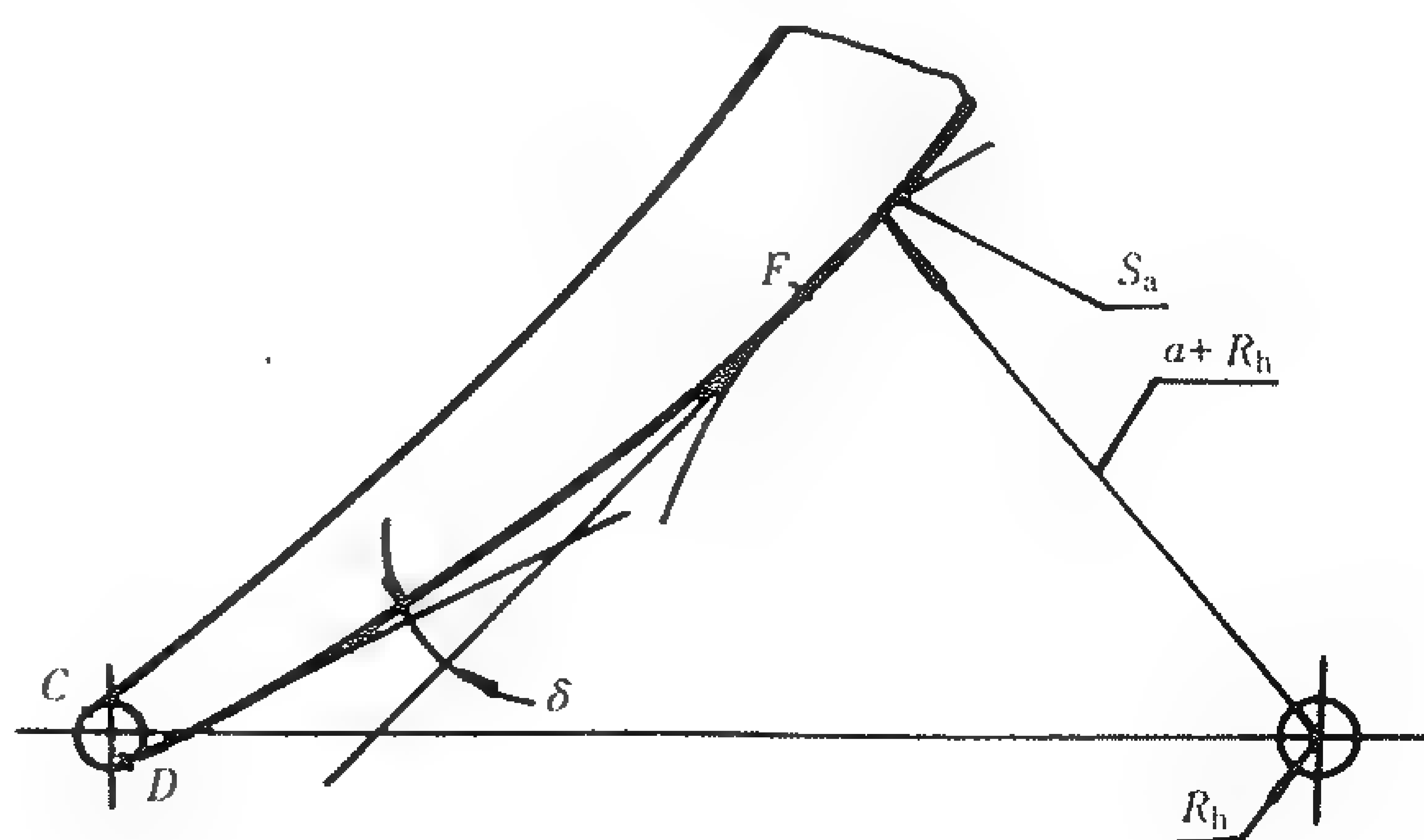


图 4-8　尾缘弯折角作法

的夹角 δ 为尾缘弯折角。若此值不在预选的范围内，可采取调换型线，调整前缘圆心位置等措施重新造型。

(4) 槽道收敛性：涡轮叶栅槽道宽度从进口至出口应逐渐收敛。图 4－9 示出槽道定量检查方法：以 t 为平移长度作出相邻叶型的叶盆型线，在叶栅槽道内，作一系列切于叶背型线和相邻叶盆型线的圆。各圆的圆心 M_i 的连线 S_z 为槽道中线，各圆的半径 R_i 为槽宽的半值。将曲线 S_z 展直并以相应 R_i 值作图（图 4－10）或计算其收敛度，进行审核。由于目前对涡轮槽道收敛度尚无特定要求，及此法较繁杂，故常用定性法检查槽道收敛性。

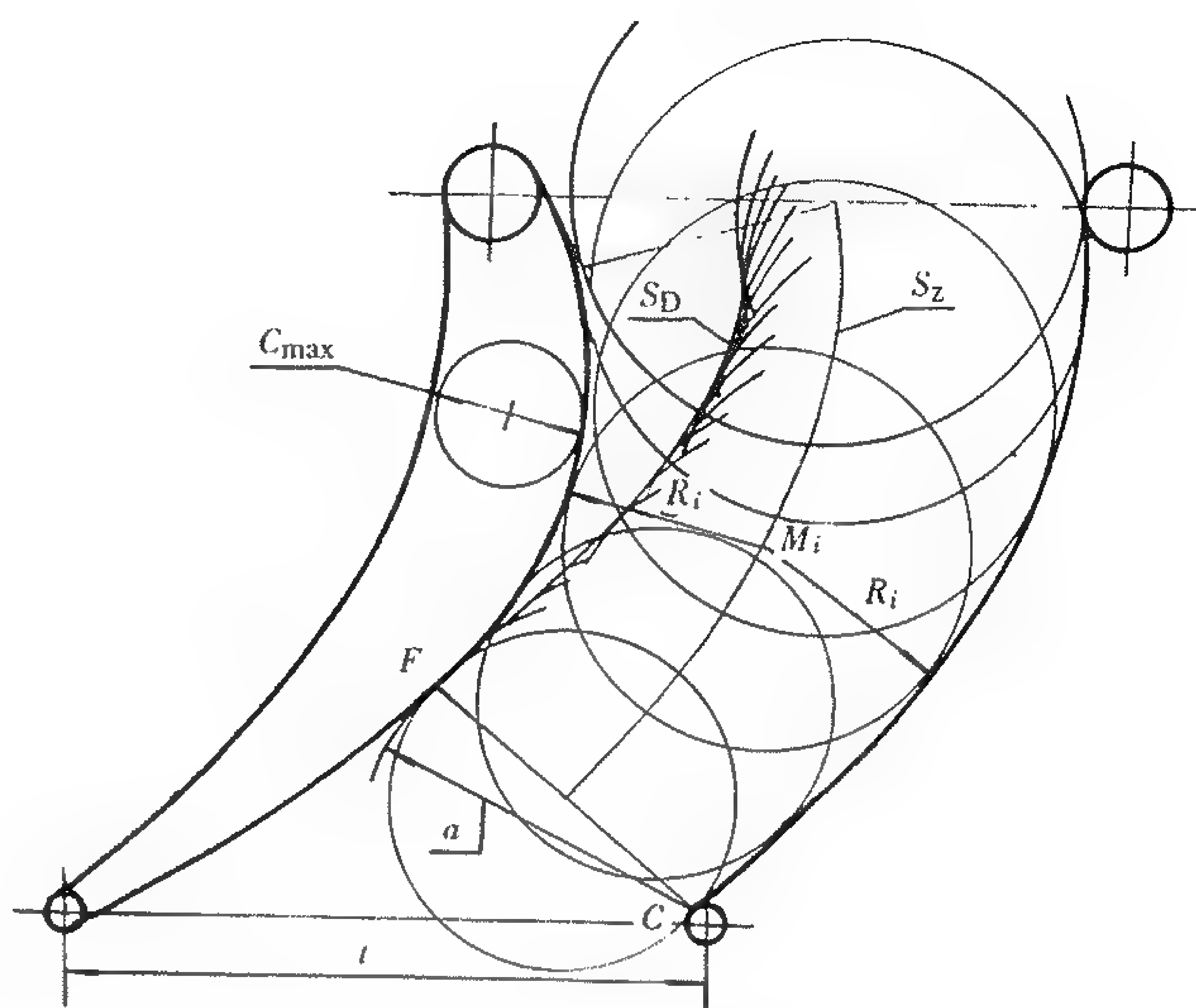


图 4－9 槽道收敛性检查

槽道收敛定性检查法，如图 4－9 所示。以相邻叶盆型线为圆心，从与小圆切点 C 起向前缘，以喉宽 a 为半径，在槽道内作一系列的圆弧。各圆弧将形成相邻叶盆型线的包络线 S_D。观察曲线 S_D 与叶背型线间的距离，作定性检查是否收敛。

槽道若成扩散形，则可调换型线、调整前缘位置、最大厚度等参数，必要时亦可修改喉宽 a 值，进行重新造型。当某截面的 a 值修改后，其余各截面 a 值亦须作相应调整。如图 4－11 所示，当根部 a 值减少时，通常顶部 a 值亦减少，而中部 a 值则应加大。

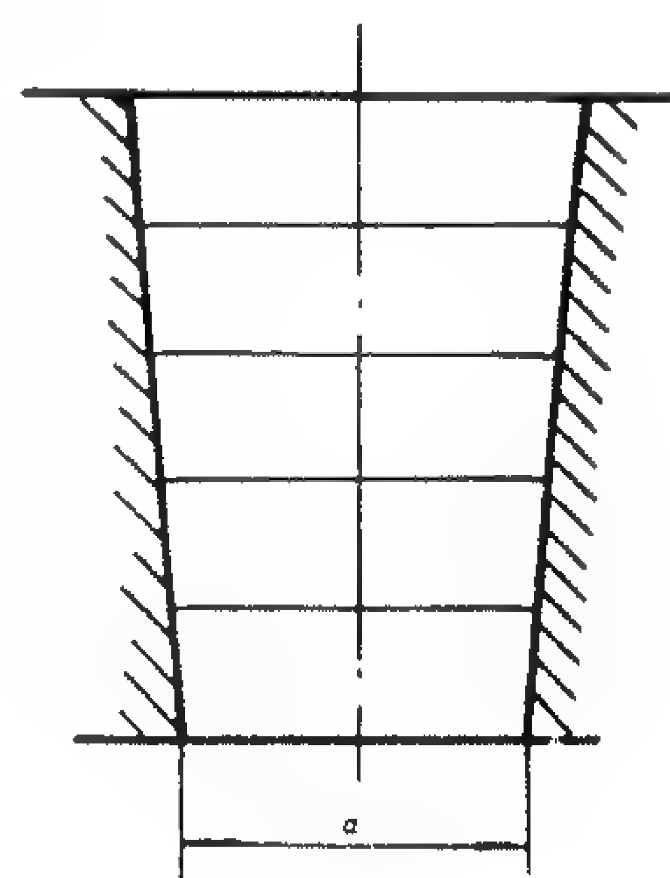


图 4－10 槽道收敛度

此外，当已尽力修改调整及叶型其余各项检查皆已满足时，近前缘处仍有局部扩散，如图 4－12 所示，则在小范围内扩散是允许的，即扩散量为最大宽度 a_{max} 与近前缘的最小宽度 a_q 之相对差不大于 5%，扩散段的长度占槽道总长不大于 10% 是允许的。

(5) 叶型面积：在造型过程中为快速确定叶型面积，通常用求积仪或简易面积估算法求出。这对工作叶片特别是根部截面较为重要，当面积未满足要求时，可调整弦长、轴向宽度、最大厚度、喉宽等值重新造型，必要时可考虑修改叶片数。

综上所述，在造型过程中为满足某项要求修改了某些参数，这常使其他要求难以满足，故应根据具体情况，分清主次、统筹兼顾、留有余地地修改某些参数，必要时可适当放宽某些次要要求。

当顶、根两截面叶型已基本满足各项要求时，则可以此两叶型为基础进行沿叶高造型。

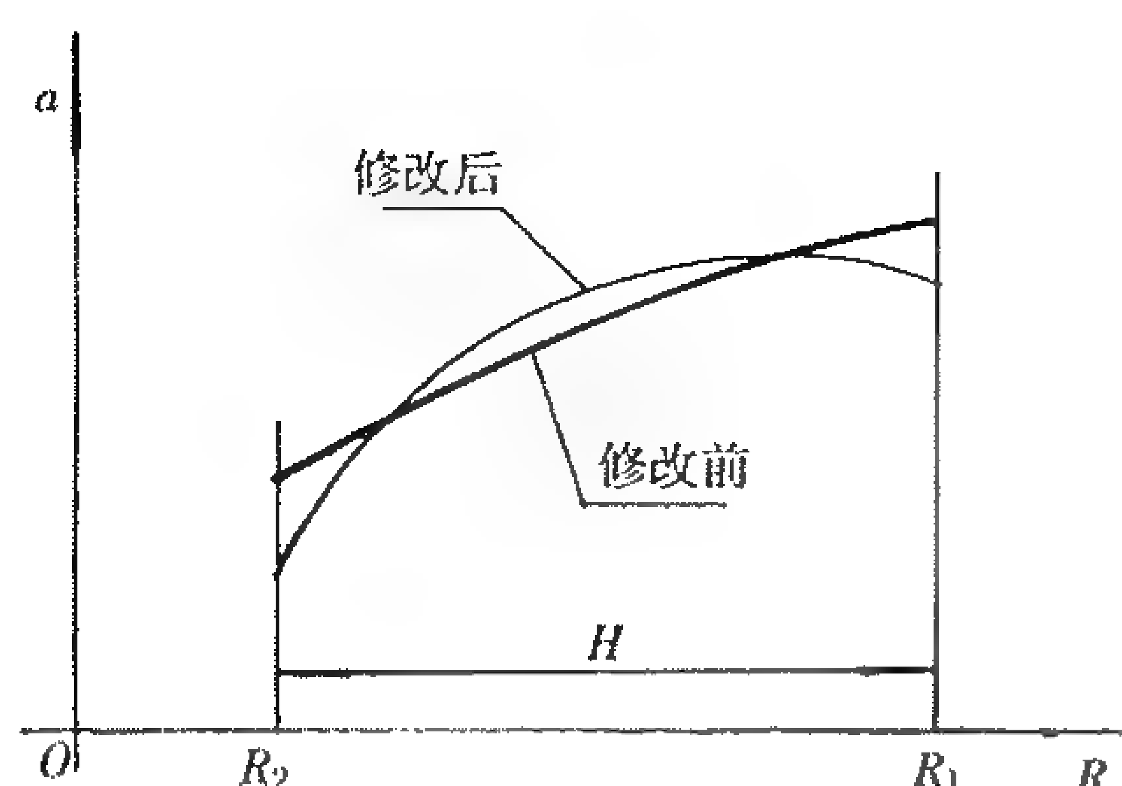


图 4－11　喉部宽度修改示意图

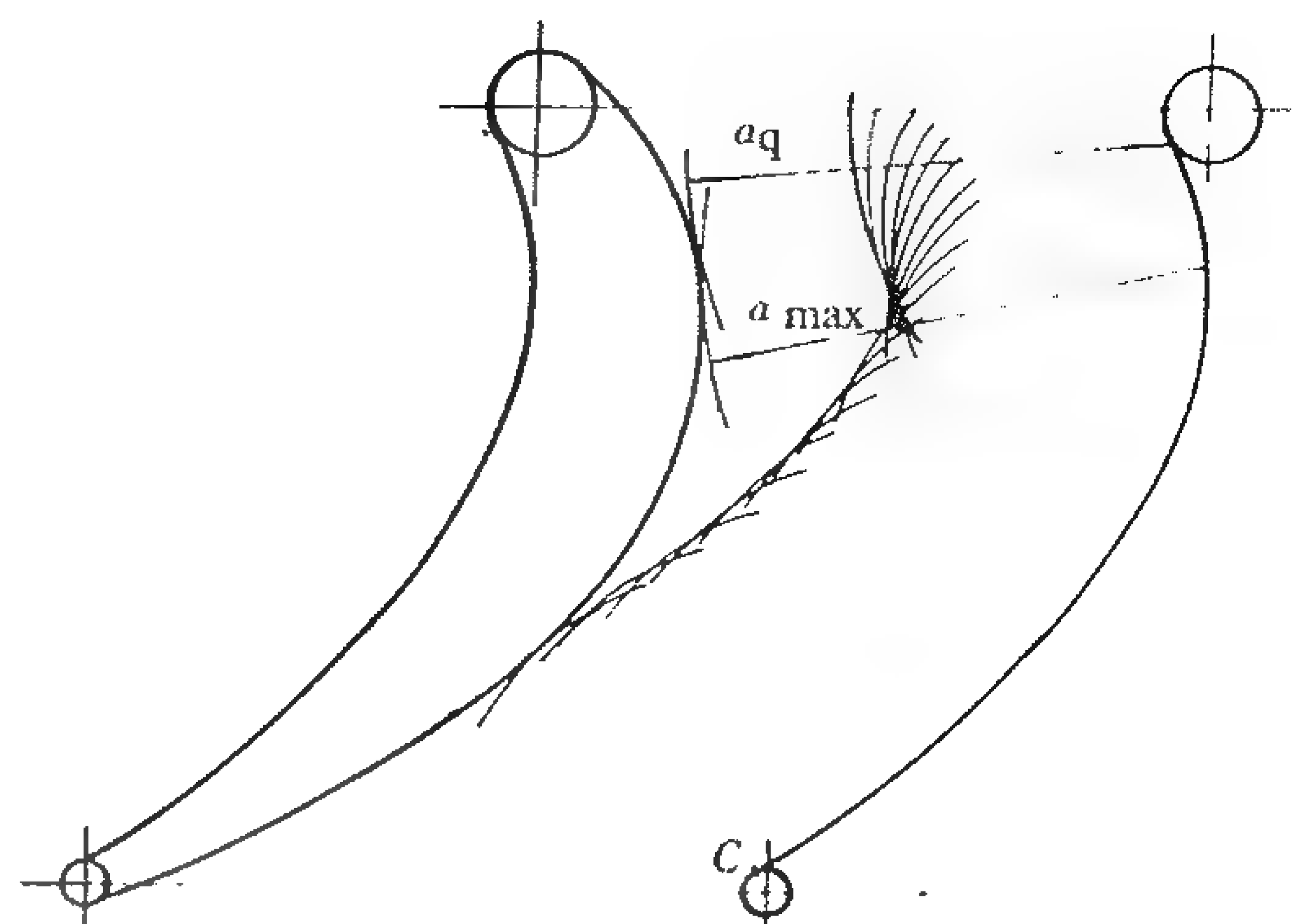


图 4－12　槽道局部扩散图

4.3　沿叶高叶身成型

沿叶高叶身成型，除应考虑气动、强度、结构等因素外，早期成型法还应照顾到叶片的制造过程，即当叶片是锻造或大余量铸造毛坯时，为机械加工叶身，特别是为叶盆面机械加工提供方便，有成形铣刀单平面靠模、圆柱形铣刀双平面靠模等沿叶高叶片成型法。由于目前冶金、铸造工艺的发展，叶身是用小余量或无余量加工工艺，免除了用刀具机械加工叶身工序，减少了沿叶高成型的难度。

本节介绍了几种基本上不考虑叶身加工问题的沿叶高成型的方法。

4.3.1　直线成型

直线成型是指叶身的盆面和背面两曲面皆以顶、根两截面叶型为基础，按特定的直母线而形成。具体作法是在顶、根两截面的叶盆和叶背型线上各取若干点，将顶、根若干点相应连成直线，并在各直线上按其余截面的叶高与顶、根截面叶高成比例地截取若干点，将各截面截取的若干点连成光滑曲线，成各截面上的型线。关于在顶、根两叶型上取点的方法，现介绍等分法和等距法两种。

4.3.1.1　等分法

将顶、根两叶型的盆面和背面的型线分别按弧长、弦长、轴向宽度或任意方向上的长度，以相同的份数等分，图 4－13 为盆面型线的等分示例。连接顶、根型线上各相应的等分点成各条空间直线，各空间直线为曲面的母线。在各条直线上，按叶高比例定出其余各截面上型线的离散点，连接各离散点成光滑曲线，即得其余截面的型线。关于前、后缘小圆的确定，按其余截面叶栅参数的具体情况，可将前、后小圆的圆心及半径沿叶高成线性规律，并对前、后缘局部型线进行修正而确定，或型线不作修正，将前、后缘小圆的圆心及半径沿叶高近似线性规律而定。图 4－14 为按某种等分法求得的叶中截面叶盆型线作法的示意图。

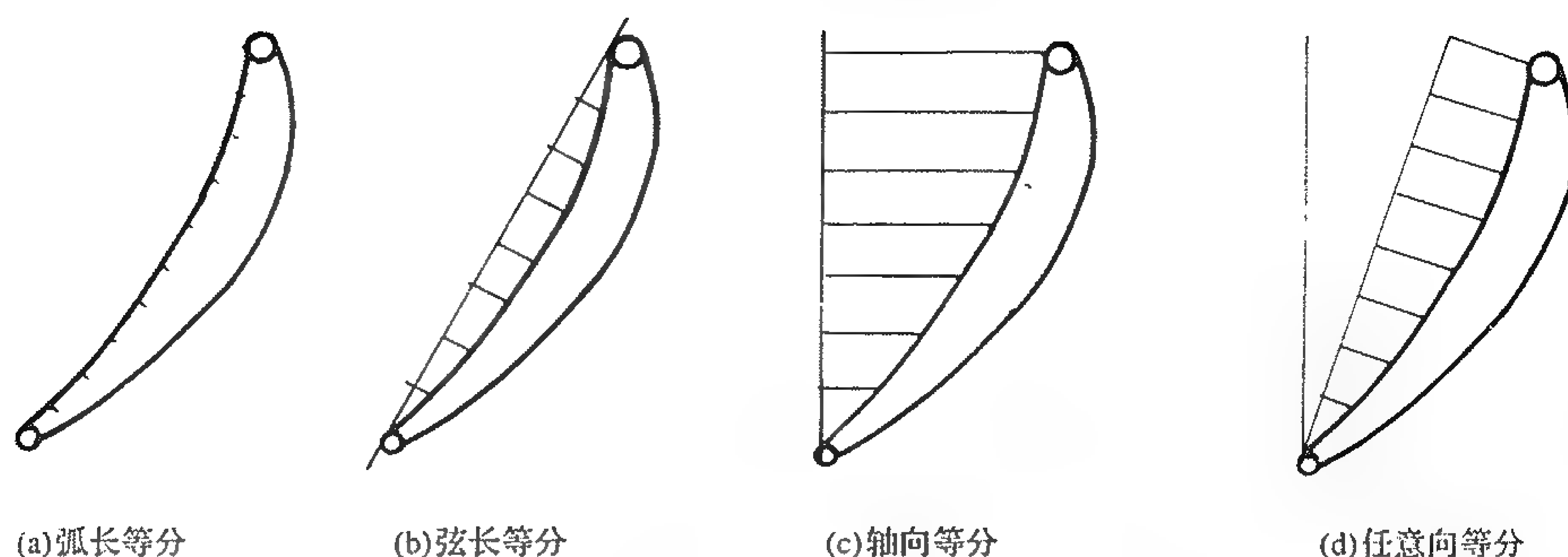


图 4－13　型线各种等分法

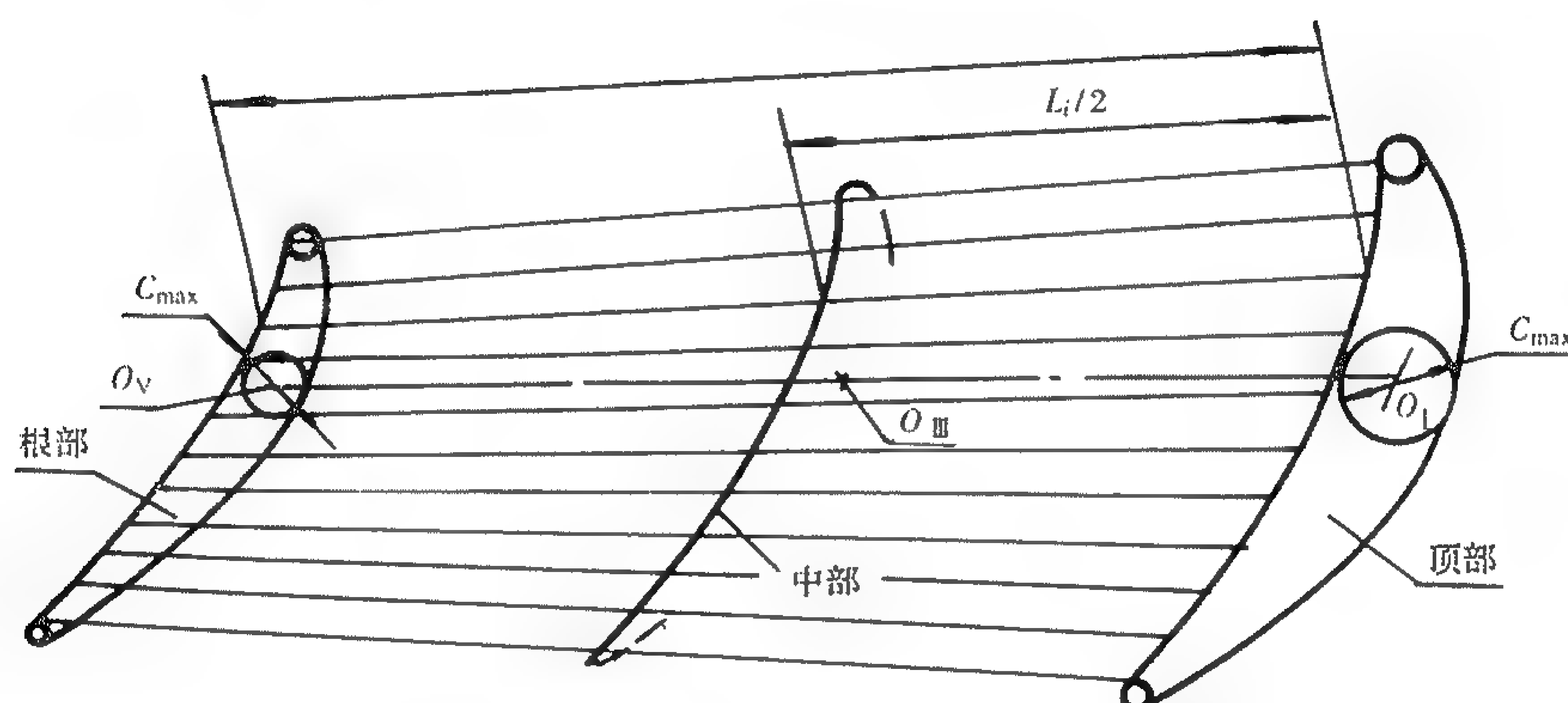


图 4－14　沿叶高线性规律示意图

4.3.1.2　等距法

本法与等分法的作法基本相同，不同点是在等分顶、根两叶型的型线时，皆以相同的间距截取。由于顶、根两叶型的大小不等，在作图时可将小叶型的前缘或后缘或两者的型线向外延伸(见图 4－15)，使大小叶型皆以相同的间距，按弧长、弦长或轴向宽度等等分所得的份数，余下作法与等分法相同。

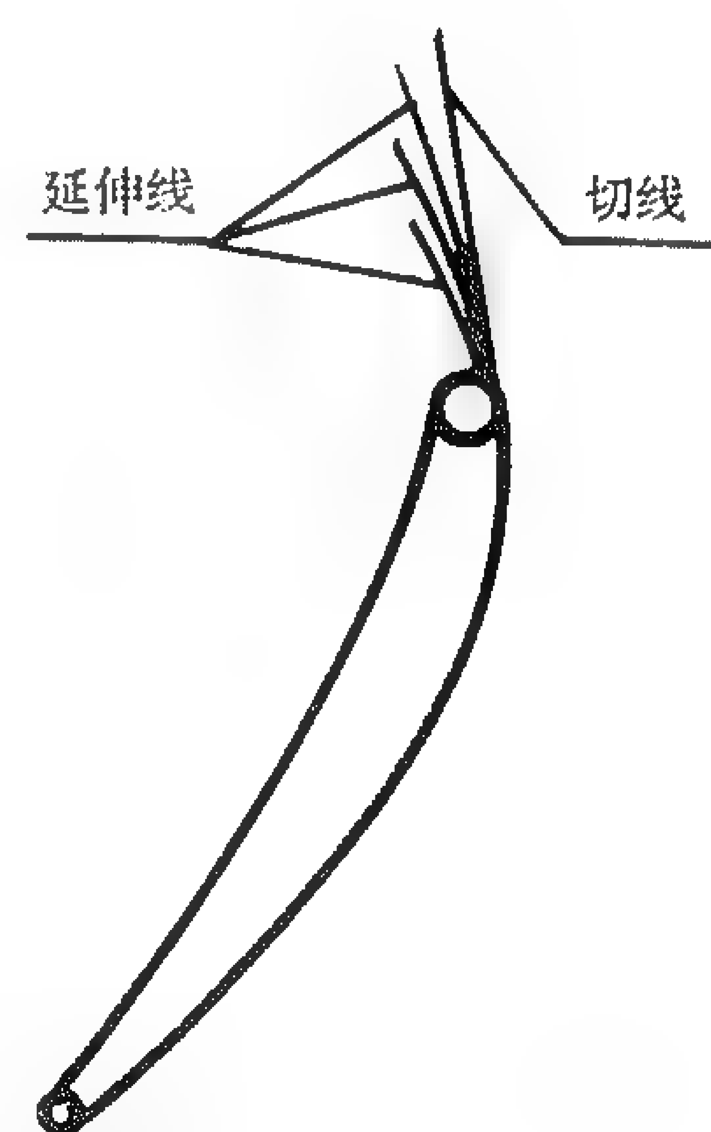


图 4－15　型线外延示意图

本法的优点一是对小叶型的型线延伸段可采用不同的曲线，可得其余截面叶型的前、后缘处的不同形状，即可改变进、出口的构造角；二是大、小叶型型线上各离散点不一定一一对应连成直线，而是可平移对应连成直线(如：大叶型的序号 1 与小叶型的序号 3 对应，大叶型的序号 2 与小叶型的序号 4 对应，其余类推)。这样除可局部改变其余截面的前、后缘形状外，亦可少量改变其余截面型线中段形状，即可少量调整其余截面的最大厚度、面积、叶型质心等参数。

上述两种方法在采用作图法时，应将根、顶两截面的叶型适当地平移(不能扭转)拉开距离，以便绘制中间截面和外延截面的各叶型(见图 4－14)。

此外尚有型线不等距分割法、即将顶、根叶型上的叶背、叶盆型线弧长定为 100，在前缘、

后缘，或曲率较大的线段，将顶、根两个同侧型线皆以相同的百分数截取，其余线段皆以较大的百分数截取，而定出各离散点，余下作法与等分法相同。本法能较好地反映沿叶高曲面变化的规律性，避免其余各截面的重要部位在连接各离散点成曲线时的随意性。但本法应用到作图时则较难操作，宜在计算机上进行。

4.3.2　曲线成型

曲线成型是叶身的盆面和背面的曲面皆由某种曲母线形成。对于沿叶高气动参数变化偏离线性规律较大的叶片，宜采用曲母线法设计叶身两曲面。用曲母线形成叶身，沿叶高至少先定出顶、中、根3个截面的叶型。目前常用的较简单的是以抛物线为曲母线。具体作法是对已成型的顶、中、根3截面的叶型，按某法进行等分，并建立统一坐标系，例如：原点皆设在尾缘小圆圆心上，或皆设在最大厚度中心上等等，定出3叶型上各等分点的坐标(x,y,z)，z值为各截面的高度值。将3个叶型上每个相同序列的等分点的数值(x,y,z)分别代入抛物线方程$z=Ax^2+Bx+C$和$z=Dy^2+Ey+F$（或$x=Az^2+Bz+C$和$y=Dz^2+Ez+F$）中，求出每条抛物线的系数A,B,C和D,E,F。而后将其余各截面的z值分别代入抛物线方程，求出各截面上等分点的x,y值。各点形成的光滑曲线为其余各截面上的型线。其余各截面上的前、后缘小圆圆心可按抛物线或近似抛物线规律确定。图4－16为盆面曲母线成型示意图。

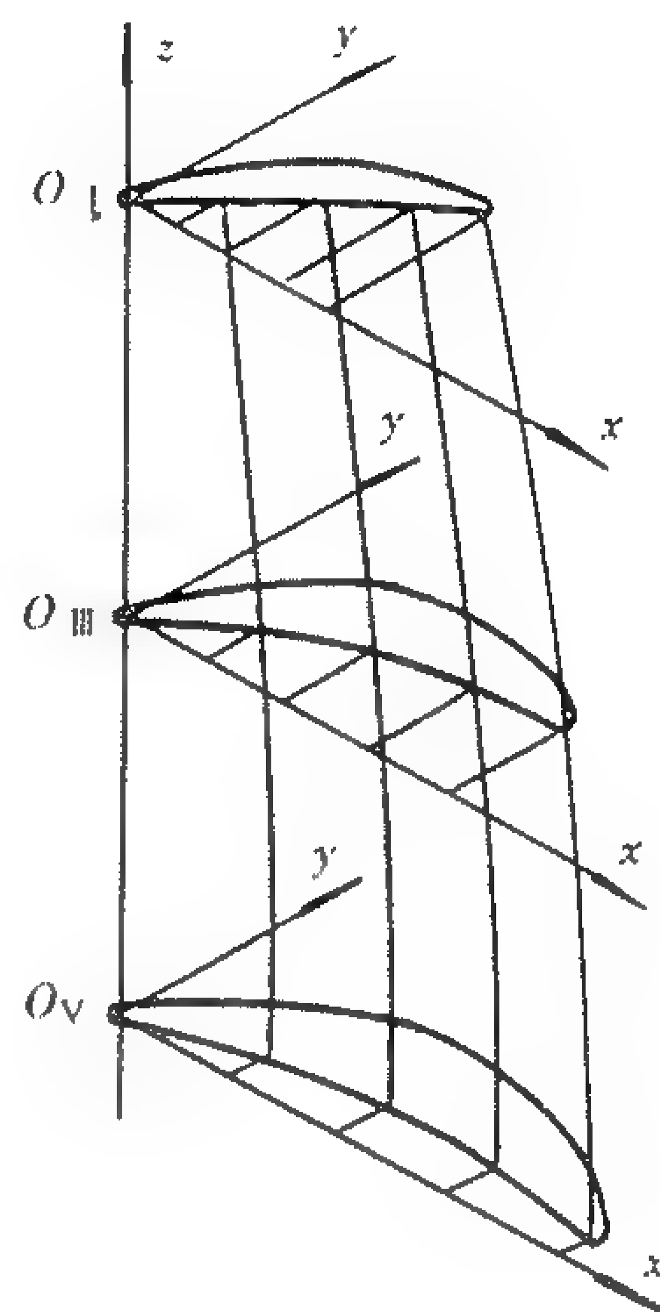


图4－16　沿叶高曲线成型规律示意图

本法需进行较多的计算，若用作图法定出每条抛物线则图面上线条多且交叉混乱，不易分清，宜在计算机上进行。

此外亦可借助于计算机，按已确定的3个截面以上的叶型，建立康氏曲面，或B样条曲面等方程求得其余各截面上叶型的方法。

4.3.3　弯扭叶片成型

本节所述的弯扭叶片成型是在叶身已成型的基础上，再根据气动要求进行沿叶高的非线性调整。其大致步骤是将已成型的叶身，建立统一坐标，例如：以各截面尾缘小圆圆心为原点形成z轴，按气动要求沿叶高对各截面的原点作非线性调整（例如：作抛物线型调整）后，进行气动计算迭代，最终确定调整量的最佳值。各截面叶型分别按其调整量进行整体平移，完成叶身最终成型。目前本成型法对工作叶片因有叶型质心沿叶高分布的要求，不易采用。常用于结构上无特殊要求（如叶身内腔无拉杆通过）的导向叶片。

4.3.4　叶身检查

在按某种规律叶身成型后，须对其余各截面的叶型参数，类似4.2.4.2进行全面检查校核。

4.3.4.1 **进口与出口构造角、尾缘弯折角的检查与调整**

按4.2.4.2介绍的作图法或其他方法对其余各截面的进、出口构造角、尾缘弯折角进行检查，当未满足要求时其调整措施有：

a. 改变等分法：将顶、根两基础叶型的等分法改为另一种等分法。

b. 重新造型：将顶、根两基础叶型中的一个叶型或两个叶型的有关参数进行调整，重新进行全部造型。

c. 改变沿叶高成型的母线规律：即将两基础叶型沿叶高直母线规律，改为三基础叶型的沿叶高曲母线规律进行造型。

4.3.4.2 **喉道宽度**

检查其余各截面的叶栅喉道宽度与参数表中确定的宽度进行对比，其差值较大时其调整措施有：

a. 改变等分法：将顶、根两基础叶型的等分法改为另一种等分法。

b. 调整顶、根两基础叶型的近尾缘段的曲线（相应的尾缘构造角及尾缘弯折角亦有所调整）重新造型。

c. 调整顶、根两基础叶型的喉道宽度：即保证如图4-11所示的面积不变的原则，重新造型。

d. 改变沿叶高成型的母线规律：即将两个基础叶型沿叶高的直母线规律，改为三基础叶型沿叶高曲母线规律；或采用顶、中两基础叶型和中、根两基础叶型分别用沿叶高的直母线规律。

4.3.4.3 **槽道收敛性**

其余各截面叶栅槽道收敛性，通常对顶、根两基础叶型已有控制时，不会出现扩散现象，但当导向叶片的顶部叶栅或工作叶片的根部叶栅槽道收敛度很小、或为等槽道时，其外延叶栅槽道可能有扩散现象。当其余各截面的叶栅槽道有扩散现象时，则应对基础叶栅的槽道进行严格控制，不允许有局部扩散段的存在，否则重新造型。

此外必要时，如沿叶高气动参数变化较激烈，或通道扩张角较大的叶片，在顶或根截面与外或内通道间，取平行于通道的斜截面叶型所形成的叶栅（前缘至尾缘的栅距为不同值）进行槽道收敛性检查，若有扩散现象，则应对基础叶栅的槽道严格控制，重新造型。

4.3.4.4 **叶型面积**

如检查其余各截面叶型面积未满足要求时，则可改沿叶高的直母线为三基础叶型沿叶高为曲母线或采用顶、中两截面和中、根两截面沿叶高两条直母线的规律。或者采取措施调整顶、根两基础叶型的面积重新造型。

4.3.4.5 **叶型质心**

工作叶片的沿叶高叶型质心分布，以直线或稍有弯度为宜。在无类似叶片作参考，或短时内难以完成强度估算时，可初步定为在质心无突变情况下，最大偏离直线量不大于1mm的光滑曲线，并尽量避免成波纹形的分布，提供强度验算进行审核。

当沿叶高质心分布不理想时可调整顶、根两基础叶型的质心位置，即调整弦长、最大厚度及其位置、安装角、喉道宽度等参数，重新造型。或改用顶、中、根三基础叶型的曲母线沿叶高成型法，并选择适当的原点（例如：选在三叶型的质心上）控制质心，重新造型。

当沿叶高各截面的叶型参数满足后，可进行气动、强度、冷却、结构等项的审核。审核通过后应整理记录各截面的叶型参数，并定出供生产用的各截面的叶型坐标值。

4.3.5　叶型坐标

4.3.5.1　导向叶片叶身坐标系

a. 原点：导向叶片叶型原点 O，如无特殊要求可置于任意点。当叶身内腔有拉杆通过时，宜将原点置于叶型最大厚度的中心上，又为上、下缘板的设计与加工方便以及为缩小以平面叶型代替圆弧叶型所带来的差别，亦宜将原点置于最大厚度中心点附近。

现以原点置于最大厚度中心上为例，说明其做法。

作图法：将顶、根两基础叶型的最大厚度中心 O_{I} 与 O_{V} 连成直线（见图 4－14），在 $O_{\mathrm{I}}O_{\mathrm{V}}$ 直线上沿叶高成线性关系，定出其余各截面叶型的原点 O_i。例如：在图 4－14 中，由于各截面沿叶高为等距，故 $O_{\mathrm{I}}O_{\mathrm{V}}$ 线的中点 O_{III}，为中间面叶型的原点，其余各截面叶型原点类推。

计算法：通常在计算法造型时是以尾缘小圆圆心为计算起点，为此可先求出顶、根两基础叶型的尾缘小圆圆心至叶型最大厚度中心距离 a_{I}，b_{I} 和 a_{V}，b_{V}，如图 4－17 所示。其余各叶型的原点 O_i，则按沿叶高成线性关系定出其 a_i，b_i 值，即至各截面叶型尾缘小圆圆心的距离。

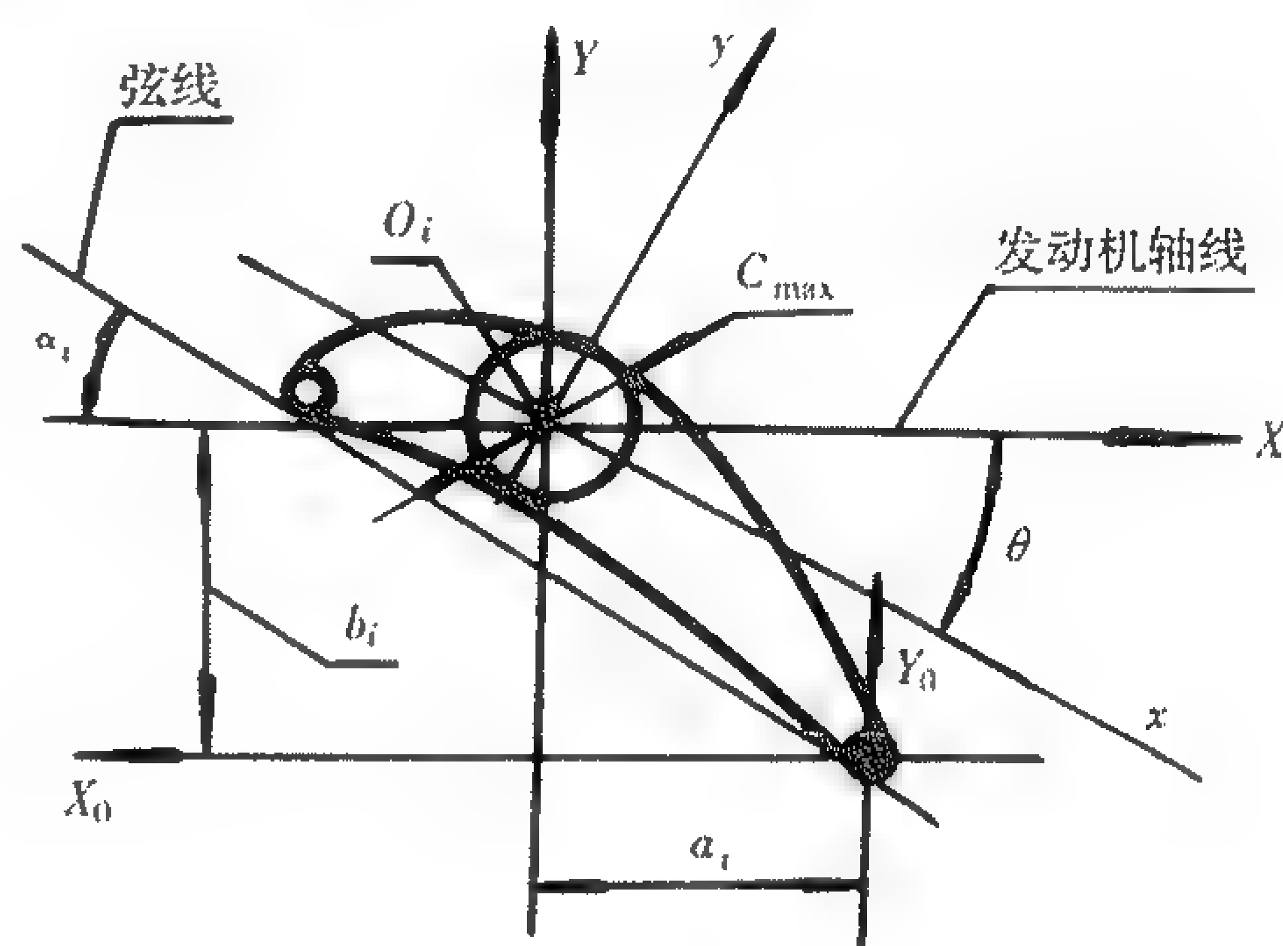


图 4－17　按最大厚度中心定坐标原点图

将各截面所定的原点 O_i（其余各截面的原点不一定在叶型最大厚度中心上，而是在其附近）的连线平移至以发动机轴线为中心的径向线上，该线称 $O－O$ 中心线，或称叶型积叠线。该线与叶片其余部分起关联、基准作用。

若用顶、中、根三基础叶型沿叶高成型时，则应在成型中所取的原点，宜在叶型最大厚度中心或其附近选取。

b. 转角 θ：由于叶型弦线与发动机轴线间有夹角 α_i 存在（见图 4－17），故上、下缘板宜为平行四边形，方能较均匀包容相接的叶型，为缘板的设计、加工方便宜将叶型坐标再进行旋转。其转角通常取顶、根两截面的平均 α_i 角的圆整值为宜。

叶身各截面叶型经坐标平移和旋转后，建立统一的坐标系。在此坐标系中，给出各截面的叶型坐标值、前后圆弧的圆心及半径值、弦长、最大厚度等叶型几何要素。

4.3.5.2　工作叶片叶身坐标系

为减小工作叶片叶身根部截面的负荷，在强度估算中调整合适的叶身各截面叶型质心与径向线在轴向、切向的偏移量，并规定根部截面叶型质心置于径向线上，而顶部叶型质心则给出轴向与切向的偏移量 Δa，Δb。为此工作叶片叶型坐标系的原点应按强度规定设置。

如图 4－18 所示，根部叶型的原点 O_{V} 设在其质心上，顶部叶型的原点 O_{I}，则按强度规定的根、顶两叶型的质心偏移量 Δa，Δb 定出。其余各截面的原点 O_i，则在 $O_{\mathrm{I}}O_{\mathrm{V}}$ 连线上，沿叶高按线性规律而定出。

在图 4－18 中示出用作图法定中部叶型原点 O_{III} 的示例，其作法是在 $O_{\mathrm{I}}O_{\mathrm{V}}$ 连线上，取其中点而得，其余各截面叶型原点则按叶高比例类推。

当用计算法确定各原点时，由于通常计算法造型是以叶型尾缘小圆圆心为计算起点，故根

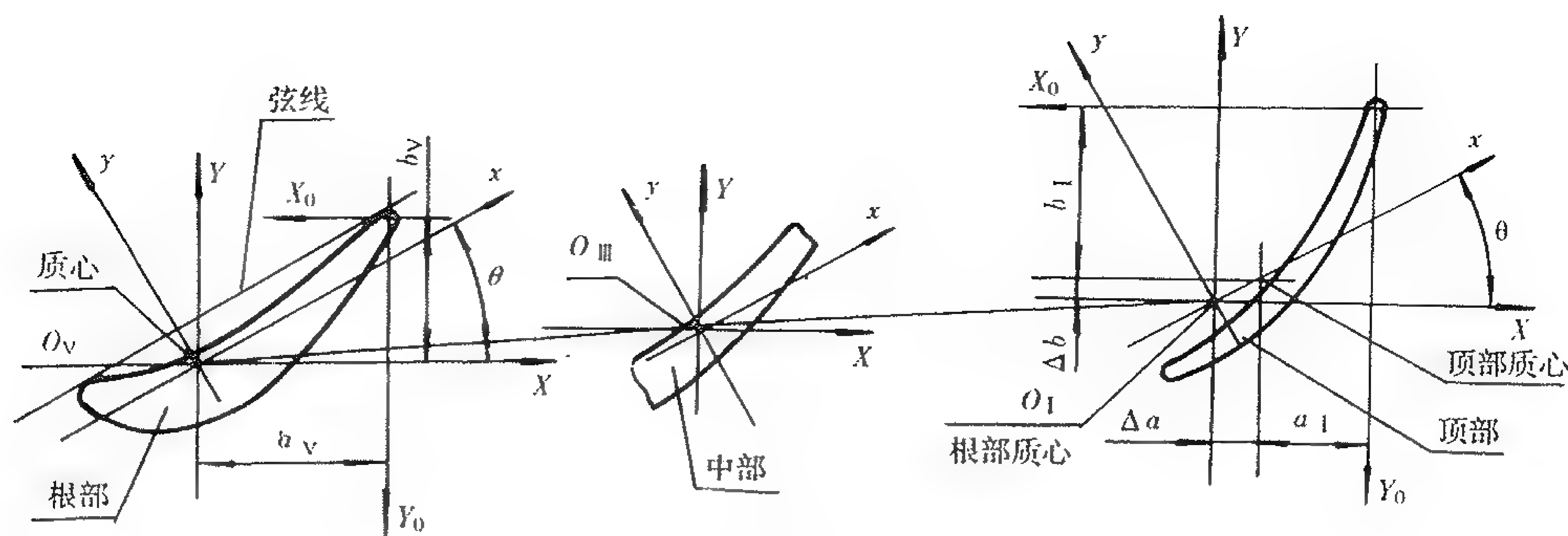


图4-18 按质心分布定坐标原点图

部截面以其质心至尾缘小圆圆心的距离 a_V，b_V 为坐标平移量，即原点是取在其质心上。而顶部截面的原点则取在其尾缘小圆圆心至质心的距离 a_I，b_I 及其质心偏移量 Δa，Δb 的代数和上，即 $a_I \pm \Delta a$，$b_I \pm \Delta b$ 为坐标平移量。其余各截面的原点则分别沿叶高成线性关系定出。

将各截面原点 O_i 的连线置于径向线上，该线称叶身 $O-O$ 中心线，亦称叶型积叠线，与叶片其他部分起关联、基准作用。至于其余各截面叶型的质心对 $O-O$ 中心线的偏移量，在沿叶高造型过程中已确定，并经强度估算认可，本节可不再考虑。

此外为缘板能较好的包容叶型及叶片加工方便，通常坐标系尚须旋转 θ 角。该角通常取与根部叶型弦线接近平行的角度为宜。

叶身各截面叶型经坐标平移和旋转后，建立统一的坐标系，在此坐标系中，给出各截面叶型的坐标值，及前后缘圆弧的圆心、半径和弦长、最大厚度等值，供叶片绘制、加工等使用。

关于给出叶型型线坐标值的形式，通常是在 X 轴上取等距点（等距的长度，按叶型的大小，在 1～3mm 范围内选取），给出各等距点上的 y 值。此外如需给出各截面叶型沿叶高规律，亦可将沿叶高造型时所定的各等分点，在确定的统一坐标系中给出其 x，y 值，并说明各给定点沿叶高是直线或曲线规律。

当用作图法造型时，由于线条的粗细、清晰度及视觉的偏差等原因，所读出的坐标值难免有偏差，故应对读数进行光滑度检查、校正，其标准以型线的波动值小于 0.01mm 为宜。

4.4 计算机造型简介

由于近年来计算技术的发展与应用，为利用计算机辅助叶片造型开拓了广阔的前景。本节介绍的造型方法仍属正问题法，即先按要求设计出叶型，再经叶栅性能验算或吹风试验，进行鉴定。

目前用计算机造型基本上有两种，一种是定曲线法，即选定抛物线、双扭线或螺旋线等曲线，作为型线，以叶型上某些特征点的数值及斜率作为边界条件，定出选用曲线方程中的各项系数，即确定出型线的形状及位置，形成叶型，并通过调整边界条件，设计出较为满意的叶型。另一种是轮廓法，即采用贝齐埃、B样条等曲线，在型线外，或叶型上取若干特征点（型值点），各特征点依次连接，形成内包型线的多边形，即形成型线外的轮廓折线。通过某些特征点的调整可得不同的曲线，形成不同的叶型。该方法的特点是调整某一特征点的参数，只改变该点附近的一段曲线，不影响整体曲线，方便于造型，是比前种定曲线法的优越之处。

4.4.1 叶栅各参数的选择

在用计算机造型时，其叶栅各参数的选择仍如4.2.4所述，但为计算方便，常在叶型前、后缘处增加楔角 ω_1，ω_2 参数，如图4-19所示。该两角的定义是在前、后缘小圆与盆、背型线的切点处作出其切线，前、后缘的盆面与背面的两条公切线间的夹角，分别称前缘楔角和后缘楔角：ω_1 和 ω_2。

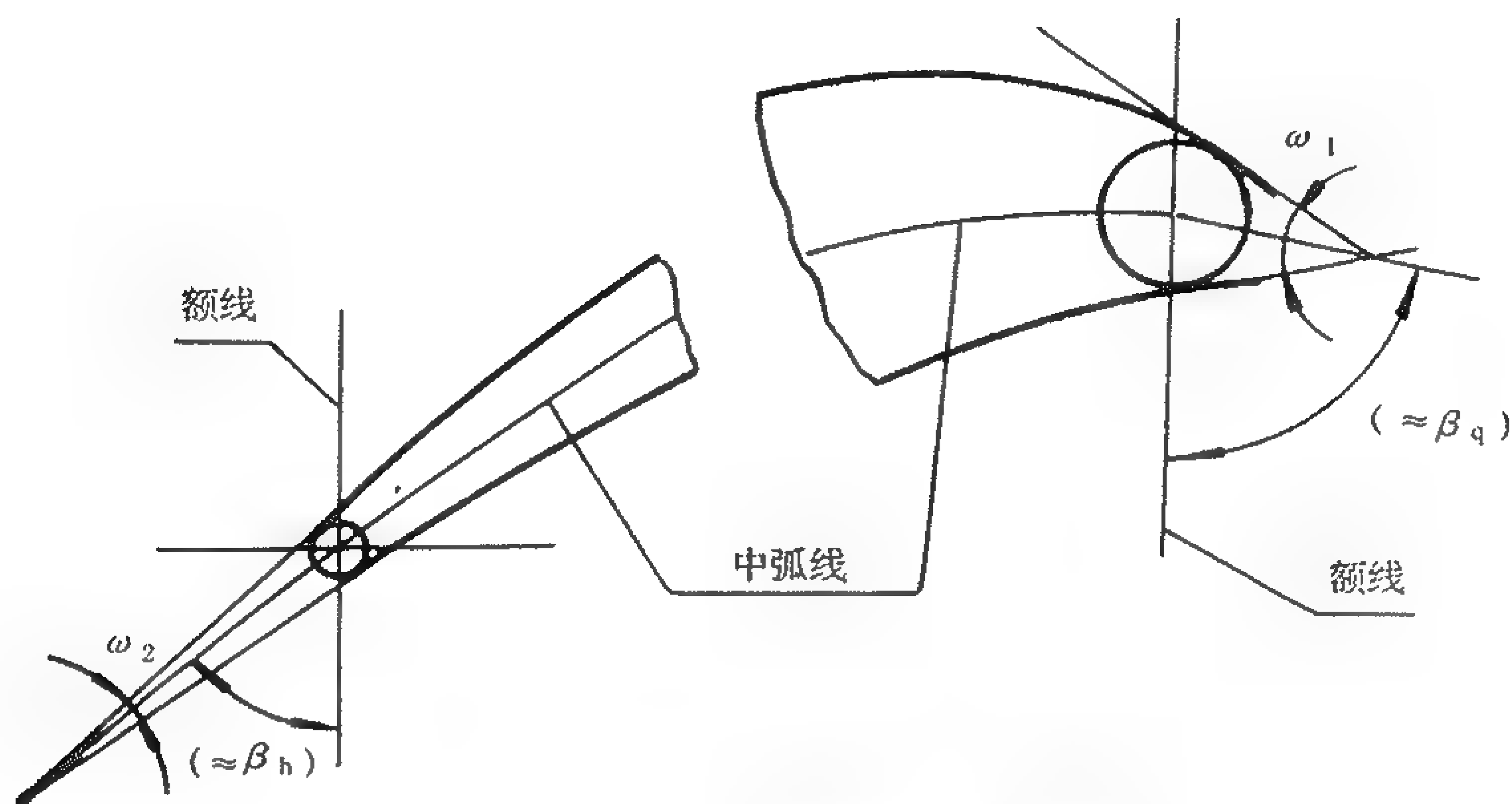


图4-19 前、后缘楔角示意图

将前、后缘盆面与背面两条公切线的交点与两小圆圆心连成直线成楔角的角平分线，此两线与中弧线在前、后缘小圆圆心处的切线的差别较小，即此两线分别与额线的夹角与定义的构造角差别较小（若叶型尾缘为直线段，则两者相等）。为此将选定的进、出口构造角稍加修正，或不修正作为初始值代入，结合 $\omega_1/2$ 及 $\omega_2/2$ 和弦长、安装角等初选参数，即可定出前、后缘小圆圆心的相对位置，则可得型线起终点两端点的数值和斜率，作为型线边界条件之一。

4.4.2 平面造型简介

（1）建立坐标系：建议取后缘小圆圆心为坐标原点，并按轴向和切向取 X 和 Y 轴，此外为统一程序，建议将导向叶片和工作叶片编同一程序，即将叶型前缘小圆圆心一律取 $+x$ 和 $+y$ 值，待造型完成后再按需将坐标进行转换，见图4-20。

（2）确定型线的边界条件：除型线两端点的边界条件外，应按型线所用的曲线方程，再确定一些边界条件，如喉宽值及其位置、最大厚度值及其位置等作为补充边界条件。

（3）造型步骤：用计算机进行造型步骤与作图法的造型步骤大致相同，不同之处是为程序的编排和操作方便，常将某些叶栅参数作为输入数据，形成边界条件或经换算成边界条件，如安装角、前后缘构造角、喉部切点的位置、弯折角等参数。

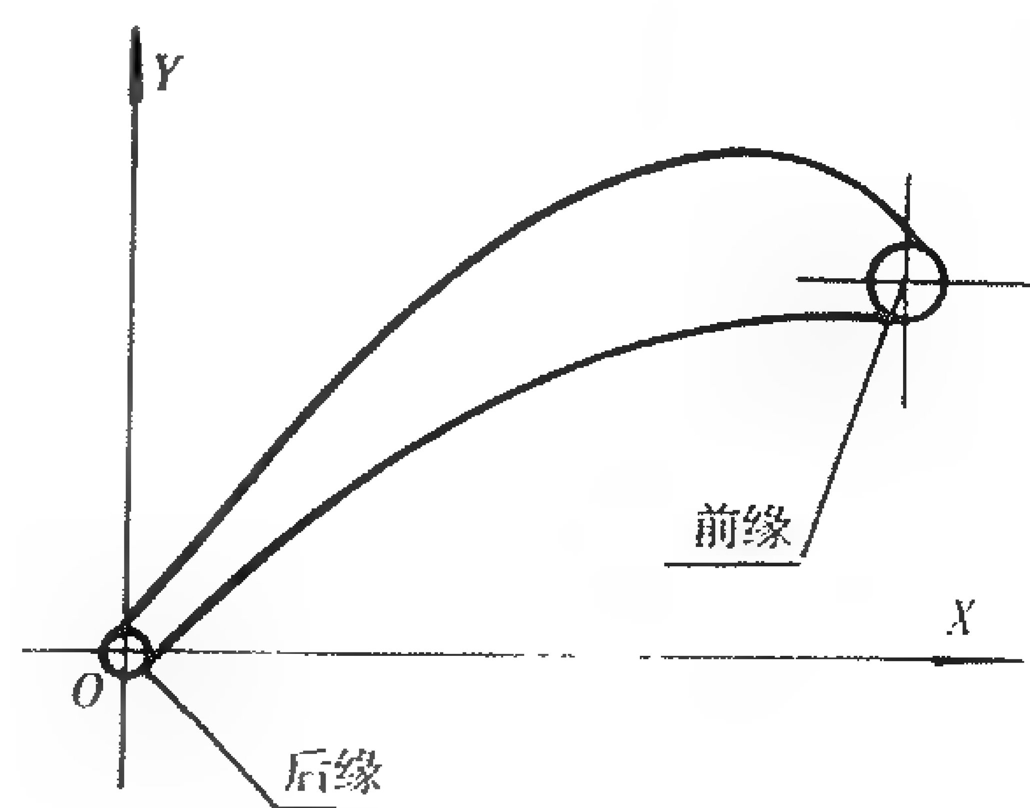


图4-20 计算机造型坐标系

以给出的输入数据和边界条件，按选定的定曲线法或轮廓法，先定出叶背型线后定出叶盆

型线,得初始叶型。然后按需对初始叶型进行检查核实,并以调整有关初始值、边界条件为手段,修改叶型以满足各参数的要求。

图4-21为轮廓法造型的示意图之一,图中除起点和终点的边界条件外,在叶背面增取3点,其中有1点亦可取喉部与叶背的切点,在叶盆面增取2点,其中有一点亦可取最大厚度与叶盆的切点,分别为叶背和叶盆的边界条件,在造型过程中不断调整初始值和边界条件,以保证叶型最终满足各参数的要求。

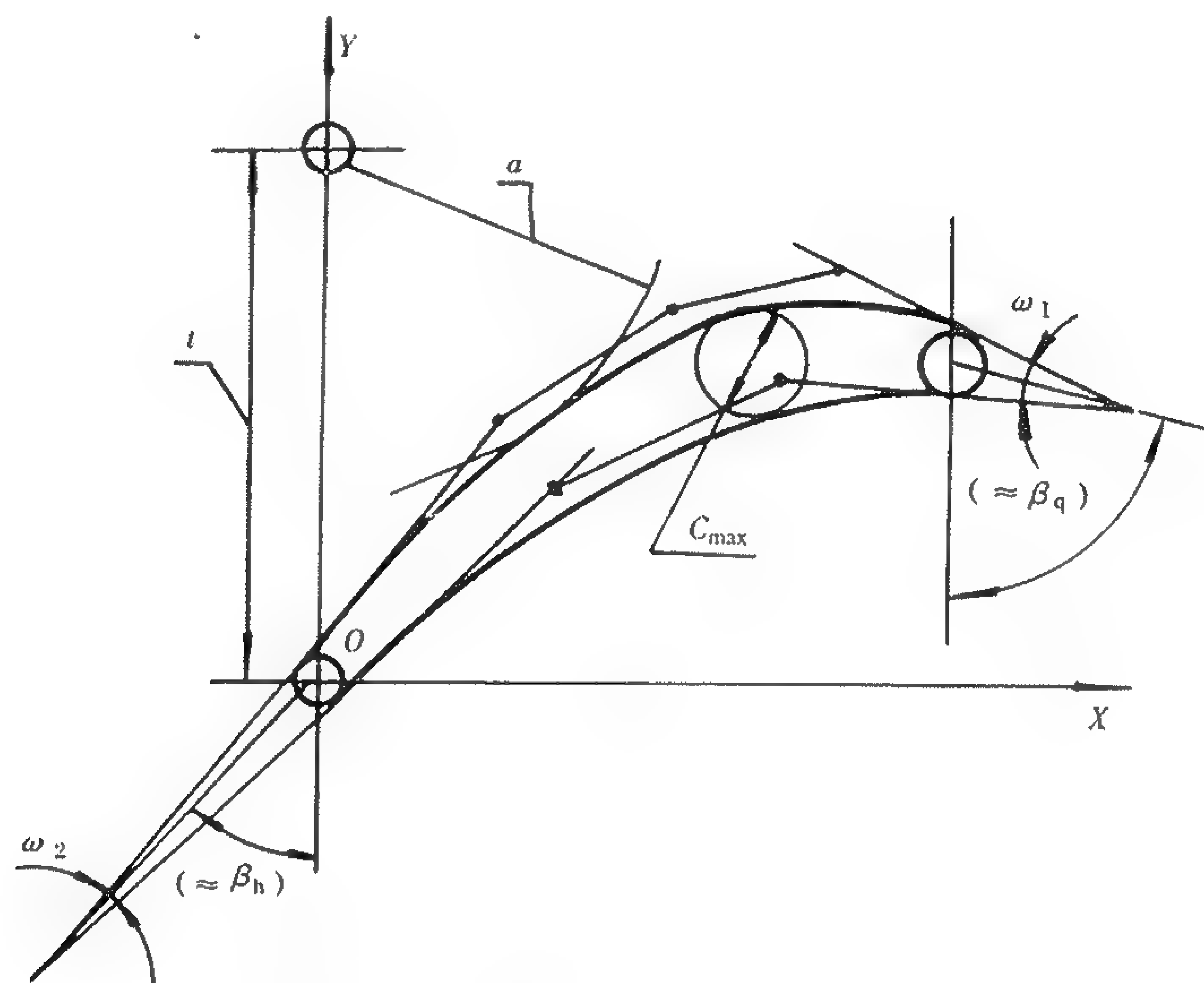


图4-21 轮廓法造型示意图

4.4.3 沿叶高造型

目前用计算机造型的方法仍如4.3所述,即用两个或三个基础叶型,将其型线按需进行等分,各等分点的连线成直线或曲线规律,在各条直线或曲线上,沿叶高进行插值得其余各截面的插值点,形成叶型。

此外,如能定出沿叶高相应的边界条件,则可用计算机进行曲面造型。例如:采用贝齐埃、B样条等曲面方程,以有顶、根基础叶型,或无基础叶型,将叶身的背面和盆面的曲面整体设计出来,再沿叶高按需截取各截面的叶型。

第 5 章　叶栅性能分析及计算

涡轮内部气体的实际流动是非常复杂的。它通常具有三维粘性非定常(包括随时间及静、动叶栅相互干扰周期性作用)性质。对高温冷却涡轮，冷气与主流的传热、传质掺混使气流更为复杂。

在叶轮机理论分析、工程设计、试验研究过程中，可以把复杂的三维问题简化、分解成两类相关流面(即 S_1 和 S_2 流面)的二维问题。所谓 S_1 流面，就是该流面与某一个位于叶栅前或叶栅中与轴线垂直平面的交线是一个圆弧的空间曲面。严格地讲，气体并非沿任意回转面流动，但一些典型的三维流动计算表明，通常这种误差是不大的。因此，可以把任意回转面看成是 S_1 流面的合理近似。任意回转面流动也称为基元叶片流动问题(图 5－1)。把等半径的回转面展开成平面即为平面叶栅流动问题。

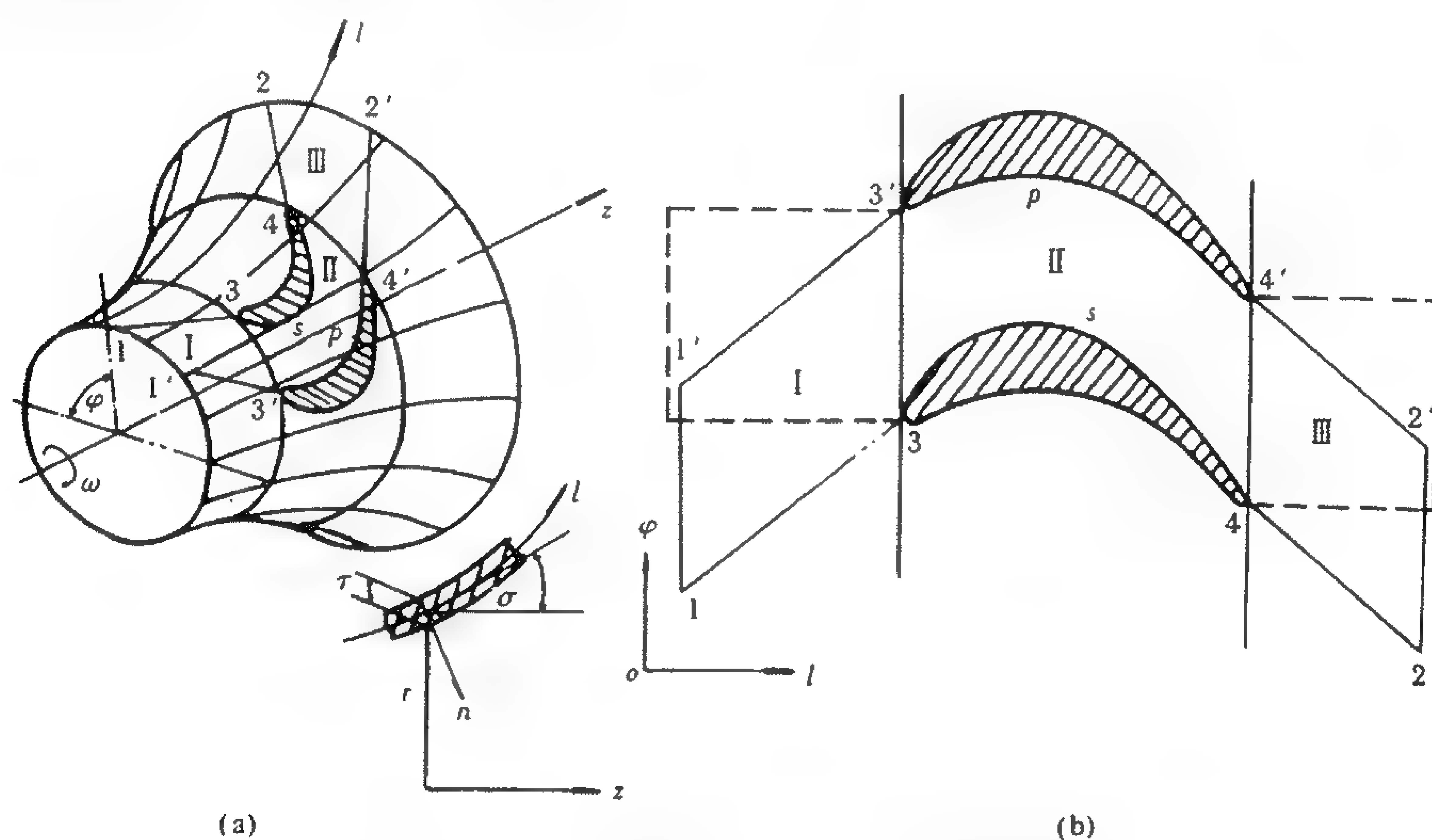


图 5－1　任意回转面叶栅及其映像平面

S_1 流面、任意回转面、平面叶栅问题可以统称为叶片到叶片问题或叶栅绕流问题。它们之间的区别仅在于叶片的形状不同，其流动本质是类似的。

叶栅是涡轮级的基础。先进国家对叶栅曾进行过大量试验研究。前苏联中央航空发动机研究院(ЦИАМ)1990 年曾出版过涡轮叶栅试验图册，共有 177 套叶栅，其后来又进行了 100 多套叶栅试验，据说前 177 套叶栅约有 50％已过时，现采用多半是新叶型。美国在 20 世纪 60，70 年代也曾进行过大量试验。据 Ron－Ho Ni(PW United Technologies)1996 年 9 月来华讲学及我国民机 AE100 赴德考察报告称，目前叶轮机设计过程仍以子午面流道计算、二维叶栅设计、叶片到叶片流场计算为基础，在径向积叠成型后进行三维欧拉、N－S 方程求解校核。根据三维计算结果反过来对二维叶型做适当修改，最后确定几何形状。由此可见，尽管叶轮机计算流体力学(CFD)，特别是三维 CFD 技术在近年来有了较大进展，但二维叶栅设计仍具有重要作用。此外，二维叶栅还具有研究成本低，易于测量、易于建立典型参数变化与叶栅性能关

系的优点。特别适用于对流动图像及流动物理机理进行深人研究。

5.1　叶栅特性及分析

叶栅流动反映了某个基元叶栅槽道内的气流加速、转折特性。其主要特性有绕流特性、损失特性、出气角特性、流量特性、负荷特性、攻角特性等。

5.1.1　绕流特性

叶栅的绕流特性,是叶型设计优劣的重要判别依据,也是保证叶栅气动性能的基础。气流流过涡轮叶栅槽道时,其压力下降、速度加大、流动方向发生转折,同时产生损失。因此叶型表面的流动特性是叶栅设计师关注的重点。叶栅的绕流特性可用计算、试验的方法获得。数值计算方法将在5.2中作介绍。由平面或环形叶栅试验测得其压力、速度分布。试验时一般用栅后等熵马赫数 M_{2ad}作为叶栅工况马赫数:

$$M_{2ad}=\sqrt{\frac{2}{k-1}[(\frac{P_{t1}}{P_{s2cp}})^{\frac{k-1}{k}}-1]}$$

叶型表面速度用当地等熵马赫数 M_{it}表示:

$$M_{it}=\sqrt{\frac{2}{k-1}[(\frac{P_{t1}}{P_{si}})^{\frac{k-1}{k}}-1]}$$

上两式中 P_{t1}为进口总压,P_{s2cp}为出口平均静压,P_{si}为表面局部静压,k 为比热比。

根据国内外叶栅试验结果及一些理论分析,归纳出设计良好的速度分布应满足下列要求:

(1) 为减轻质量,宜采用少叶片数、低稠度的叶栅设计,单个叶片上的气动负荷较大,速度分布应较“丰满”。

(2) 吸力面的速度分布对叶栅性能影响较大。对亚声速叶栅拟采用后加载速度分布,即速度峰值位置靠后。尽管其速度峰值较大,扩散因子也较大,但其加速段较长附面层厚度较薄,况且即使产生分离,因其分离位置靠后,仍可获得较好的性能。对短弦长跨声速叶栅,气流在吸力面前段应无超声速凸包;几何喉部附近平缓加速;喉部后的未覆盖区(斜切口区)避免加速过快而导致峰值过高,扩散因子过大。为此吸力面可采用“倒曲率”叶型型线,即进口段小曲率、喉部前大曲率、喉部后更小的曲率分布,或者说采用较小尾缘弯折角 δ 的设计。

典型的后加载亚声速叶栅及跨声速叶栅各种出口状态的速度分布分别见图5-2,5-3。

仔细分析其绕流分布可以看出:随出口马赫数的增加,两类叶栅的绕流特性有着明显不同特征。后加载亚声速叶栅由于其吸力面后段采用了较大的曲率,即较大的尾缘弯折角 δ(δ 可达15°~30°),使得峰值马赫数随出口马赫数的增加而增加,而其峰值位置靠后且位置变化不大,从而保证了亚声速段有较低的损失;跨声速叶栅吸力面上的峰值马赫数虽然随出口马赫数的增加而逐渐加大,但由于采用了较小的 δ($\delta<10°$),在出口状态为跨声速时,峰值速度上升较平缓,并且峰值位置逐渐后移,因此,可以获得跨声速段损失较低的特性。

叶栅跨声速状态将出现一些独特的流谱及其激波系。其典型的流动过程是:随出口压力降低,气流在喉部附近吸力面上产生一个局部超声速区。从吸力面上产生的膨胀波,投射到 $M=1$ 的界面,异类反射为压缩波返回到固壁,在固壁上再作同类反射,反射后的压缩波合并成“λ”激波(见图5-4)。这样的超声区以及“λ”激波也可能在叶背的前段出现。随出口压力

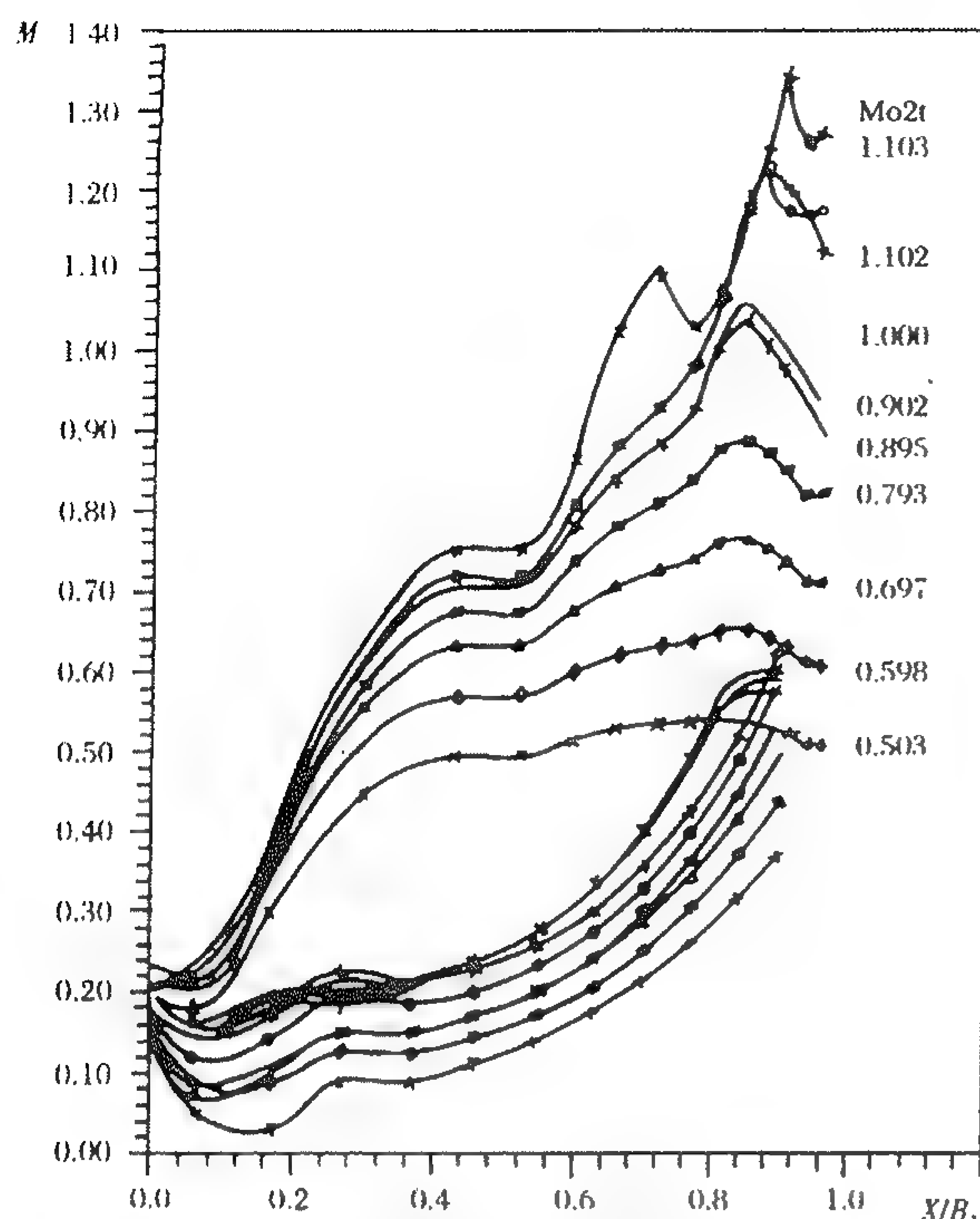


图 5-2　后加载亚声速叶栅绕流分布图

X—距叶栅前缘的轴向距离；B_x—叶栅轴向弦长；

M_{o2t}—叶栅出口 M 数；

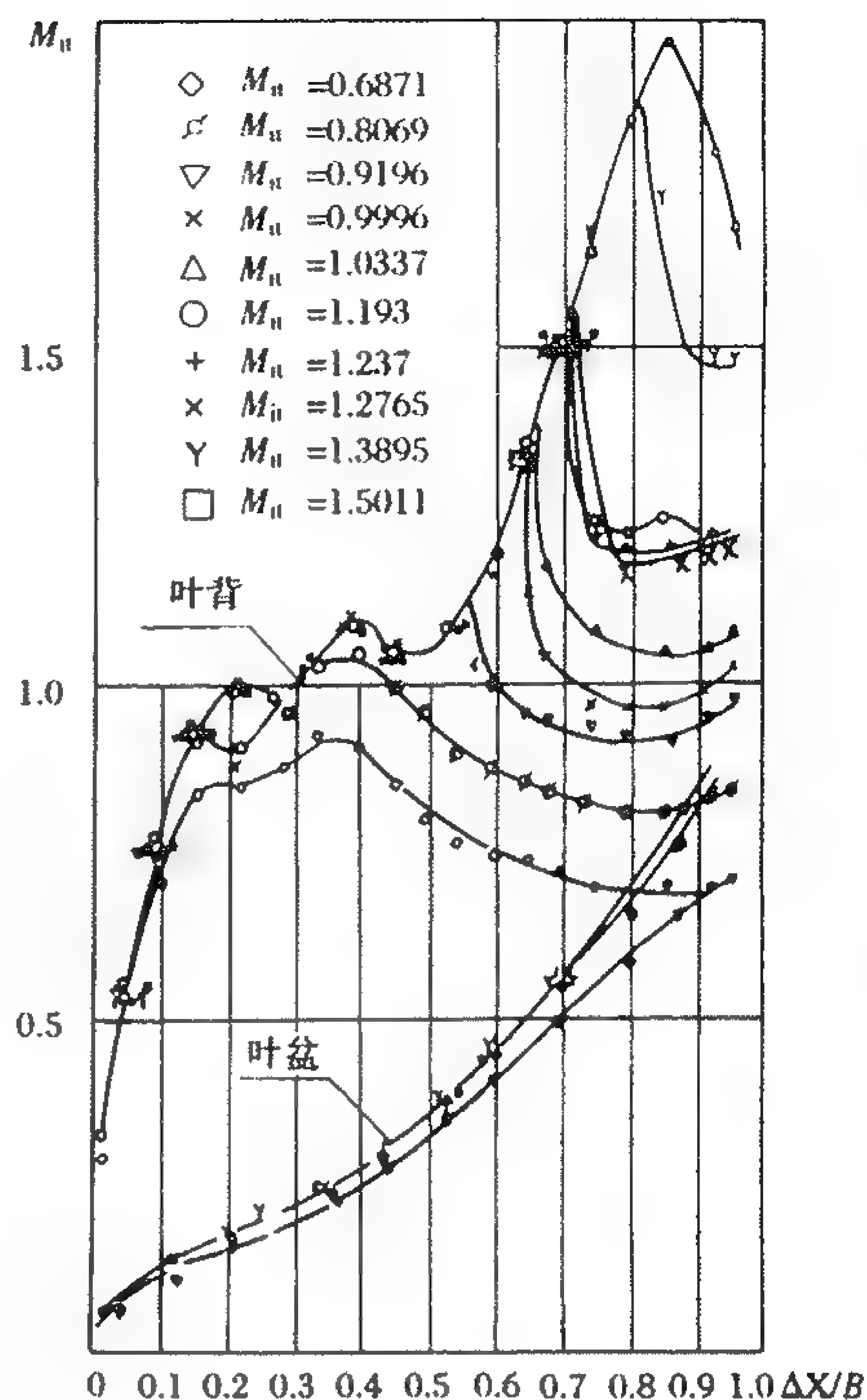


图 5-3　跨声速叶栅绕流分布图

降低，几何喉部附近声速线贯穿栅道形成临界截面。气流在尾缘处由于突然扩散产生过度膨胀，该膨胀波在吸力面上作同类反射。由于粘性的影响，过度膨胀的气流形成尾缘分离激波。分离气流在尾缘后形成一个死水旋涡区，旋涡气流与主流的混合，两边有一剪切层，两股剪切层的会聚形成两条再压缩波（见图 5-5）。

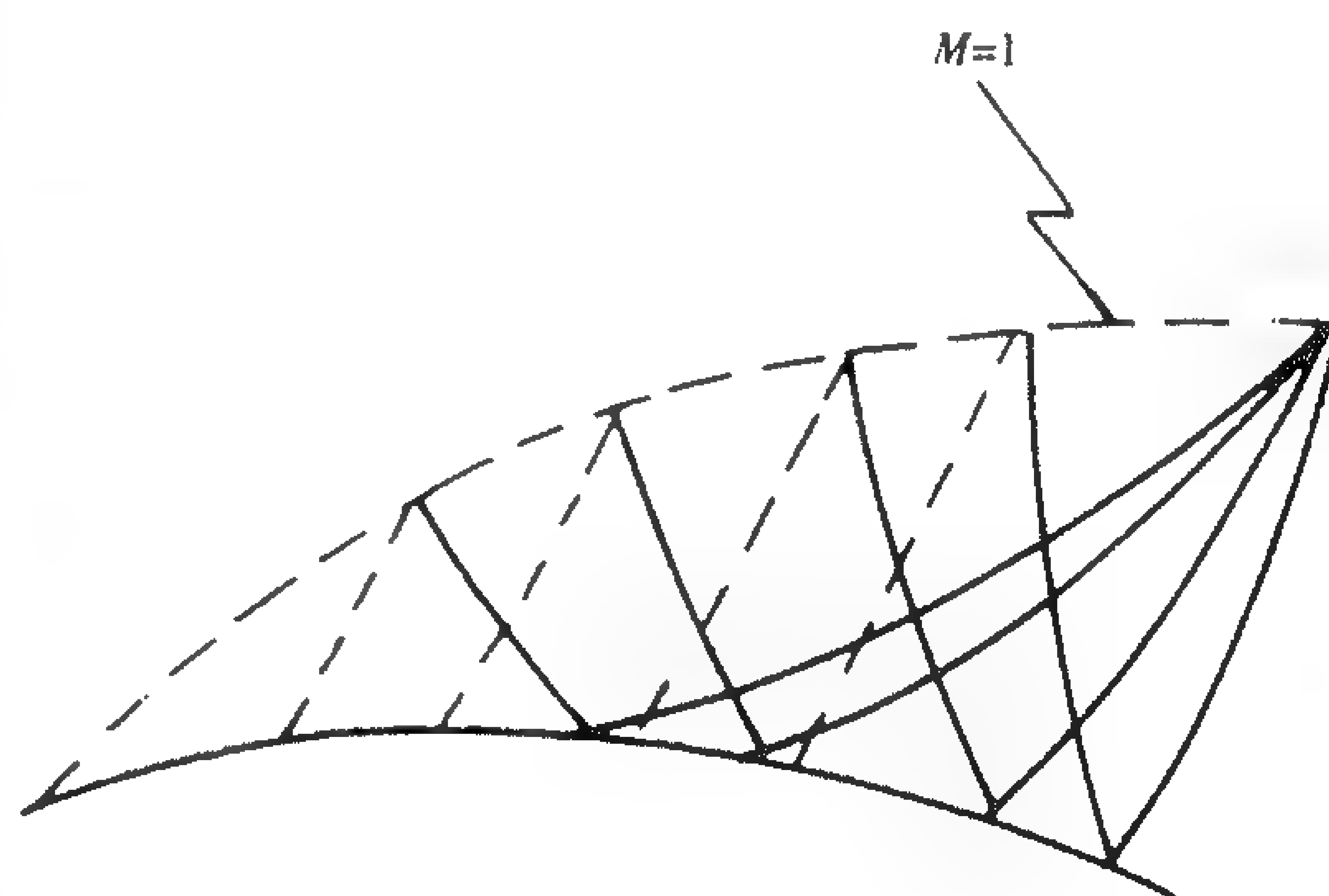


图 5-4　"λ"激波的形成

在出口马赫数接近 1 时，吸力面上的"λ"激波与尾缘的左伸压缩波相接。随着栅后马赫数的提高，气流膨胀程度增大，左伸激波变斜，在吸力面上的入射点后移并作同类反射。当最后一道膨胀波打到相邻叶片尾缘时，则达到了极限负荷。这种图像在平面叶栅纹影照像中可清晰看到。激波波系特别是左伸尾缘激波打到相邻叶片叶背表面的位置对绕流特性及损失特性有重要影响。

5.1.2　损失特性

涡轮叶栅的损失可分成：

(1) 叶型摩擦损失；

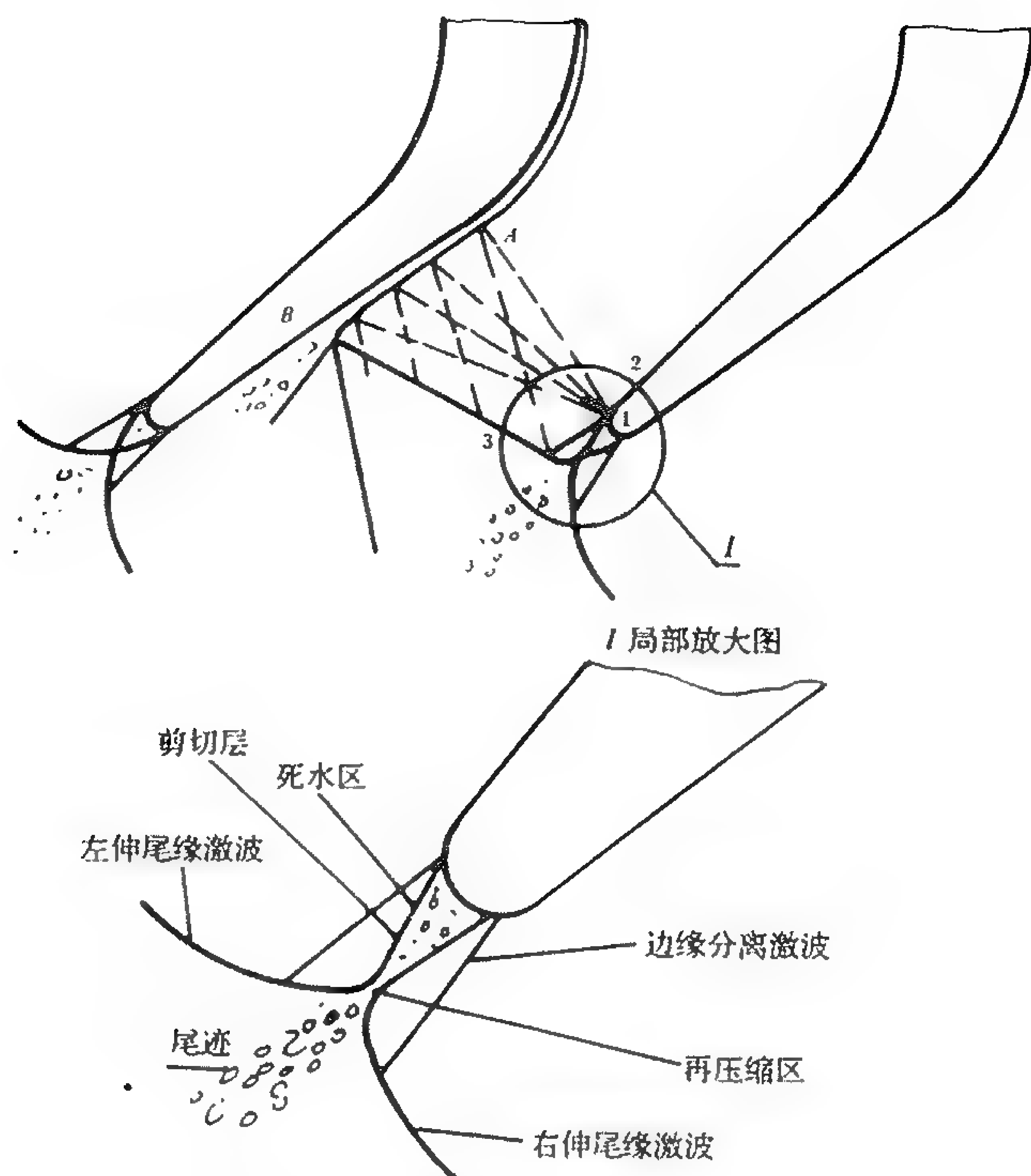


图 5-5　尾缘激波系统

（2）尾迹损失；

（3）激波及激波边界层干扰损失；

（4）冷气与主流掺混损失。

叶型摩擦损失主要发生在叶型表面边界层，由粘性耗散以及正压梯度过大所造成的表面气流分离所致。这项损失原则上说可以由边界层参数计算出来。并且主要由吸力面的速度分布来决定。尾迹损失是由于尾缘有一定厚度，吸力面和压力面两股气流在离开尾缘时产生脱离和旋涡形成尾迹区，尾迹区的低能量流体与主流掺混产生耗散，动量降低。经验表明，尾迹损失与尾缘相对厚度 $2r_2/a$ 成正比。涡轮叶栅内由于激波强度一般不大，因此，激波本身所造成的损失并不大，但激波与边界层干扰往往造成一定程度的分离，由此造成的损失较大。视激波的强弱及边界层的状况，分离可以是层流的也可以是紊流的，也可能是重新附着的。以上三项通常统称叶型损失。表示叶栅损失定义及其相互关系分列如下：

（1）能量损失系数 ζ 是叶栅中流动损失与理想能量之比。

$$\zeta = \frac{\frac{1}{2}(W_{2ad}^2 - W_2^2)}{\frac{1}{2}W_{2ad}^2}$$

式中：W_{2ad}——出口理想速度；

W_2——出口实际速度。

亚声速与跨声速叶栅的能量损失系数随出口状态变化的典型曲线，见图 5-6。

（2）叶栅效率 η_t 是涡轮中实际动能与等熵过程的动能之比，它表示叶栅气动性能的优劣程度。

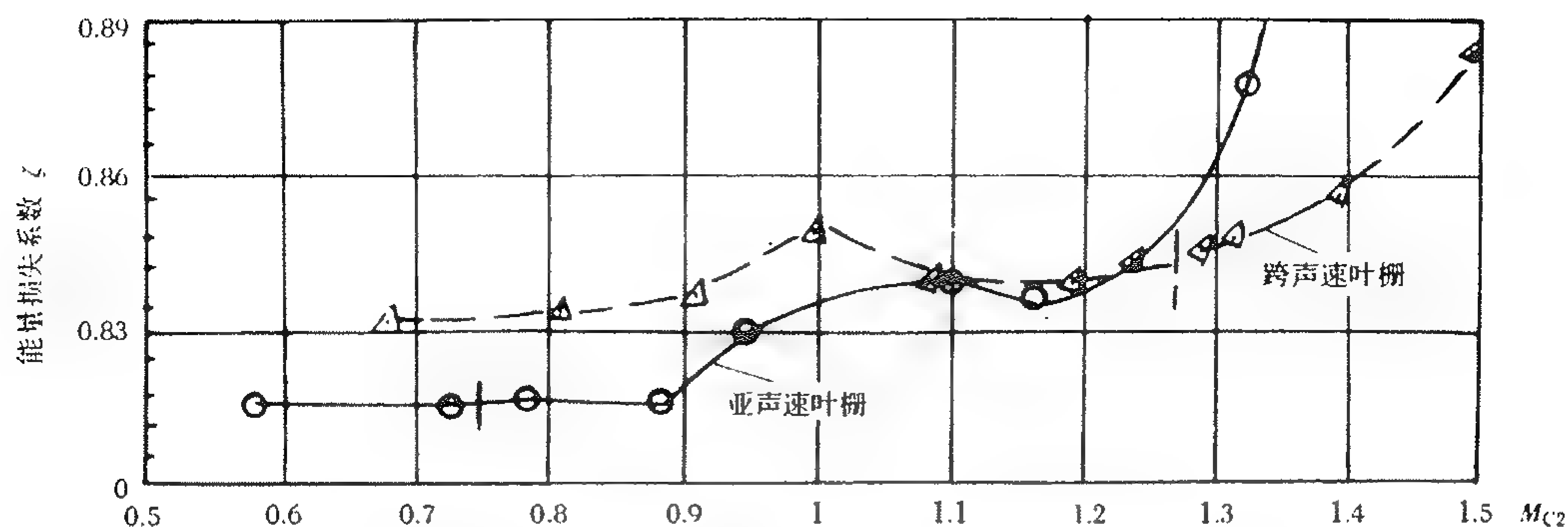


图 5-6　能量损失系数随出口状态的变化曲线

$$\eta_{tn}=\frac{\frac{C_1^2}{2}}{\frac{C_{1ad}^2}{2}}=\frac{i_0^*-i_1}{i_0^*-i_{1s}}\qquad（导叶）$$

$$\eta_{tb}=\frac{\frac{W_2^2}{2}}{\frac{W_{2ad}^2}{2}}\qquad（动叶）$$

(3) 速度系数 φ 是叶栅出口实际速度与理想速度之比。

$$\varphi=\frac{C_1}{C_{1ad}}\qquad（导叶）$$

$$\psi=\frac{W_2}{W_{2ad}}\qquad（动叶）$$

显然有：$\eta_{tn}=\varphi^2=1-\zeta_n$　　$\eta_{tb}=\psi^2=1-\zeta_b$。

(4) 总压恢复系数 σ，设计中常依据总参数来进行效率及截面尺寸的计算，因此，较注意总压降低的情况。总压恢复系数 σ 表示为：

$$\sigma=P_{t2}/P_{t1}$$

它与能量损失系数的关系为：

$$\zeta=\frac{1-\sigma^{\frac{k-1}{k}}}{\left(1+\frac{k-1}{2}M_{W2}^2\right)-\sigma^{\frac{k-1}{k}}}$$

(5) 总压损失系数 ω

$$\omega=\frac{P_{t1}-P_{t2}}{P_{t2}-P_{s2}}$$

尽管叶型损失从本质上说，是由叶型表面附面层摩擦及尾缘区的旋涡所造成的，而这些主要取决于叶型表面上的压力分布及尾缘相对厚度。压力分布又由叶栅槽道形式、叶型型线曲率及工作状态所决定的。在工程设计中从设计使用方便出发，常常根据试验统计结果，将叶型损失与叶栅几何参数建立起经验关系式。根据大量试验结果进行综合因子分析，区分出对损失影响最大而彼此又不大相关的具有代表性的直观参数。这些主要特征参数是：

进口构造角 β_{1K}；

有效出口气流角 β_{2ef}；

最大厚度 C_{max}；

栅距 t；

弦长 b；

尾缘弯折角 δ；

前缘直径 d_1；

尾缘相对厚度 $\overline{d_2}=d_2/a$；

叶型安装角 γ；

叶栅喉宽 a。

前人已选择了8～13个特征参数，对220套跨声速叶栅试验结果确定了叶型损失的经验公式(可参考选用)。

特征参数数目多，可得出包含因素更精确的公式。另一方面，如忽略一些次要因素，考虑最主要因素，仍可得出既简洁而又能反映问题本质因素的关系式。在诸多因素中 β_{1K}，β_{2ef}是最重要的因素。一般来说，除了气流参数外，当进气角和出气角确定时，叶型及其槽道即已基本确定。角差 $\Delta\beta=\beta_1-\beta_2$ 基本上决定了叶栅槽道的收敛趋势，而 $\theta=180°-(\beta_1+\beta_2)$则反映了对叶型转折大小的要求。可见，亚声速叶栅的叶型损失在很大程度上取决于叶栅槽道的收敛梯度。所谓通道的收敛梯度是指每单位中线长度上通道宽度的收敛程度，即收敛梯度 $G^{**}=(a_1-a_2)/L_P$，式中 a_1，a_2 分别为进、出口喉宽，L_P 为两喉宽之间通道中心线的长度。显然，a_1，a_2 与 $\sin\beta_1$，$\sin\beta_2$ 有关，而 L_P 与转折角有关，转折角大要求 L_P 较长。用通道收敛梯度作为准则参数，据国内外试验数据整理出平均损失系数

$$\zeta_P=\frac{0.0027}{G^{**}+0.06}+0.02$$

和最小的叶栅损失系数

$$\zeta_{pmin}=\frac{0.0022}{G^{**}+0.06}+0.013$$

在设计之前，尚没有叶型，以 $a_1=t\sin\beta_1$，$a_2=t\sin\beta_2$ 及 $L_P\approx b$，代入收敛梯度 G^{**}：

$$G^{**}=\frac{t}{b}(\sin\beta_1-\sin\beta_2)$$

可得出叶型损失近似计算公式：

$$\zeta_P=\frac{0.003}{G^{**}+0.085}+0.017$$

这些公式根据大量试验结果整理得出，其误差为0.5%，具有相当高的精度。对出口马赫数 $M_2<0.7$ 的亚声速叶栅可以采用。

气膜孔喷出的冷却空气覆盖在叶型表面隔离热燃气侵蚀的同时，因改变叶型表面气流并与主流掺混也带来附加气动损失，它可显著降低涡轮性能。RTM322-01双级亚声速燃气涡轮叶片冷却与不冷却相比，涡轮效率降低了1.6%，E^3(PW)高压单级涡轮降低了2.6%。因此，考虑冷气掺混引起的气动损失是很必要的。

假设喷射气流作一元等静压掺混，可以得出总压损失的近似表达式：

$$\frac{\Delta P_t}{P_{tg}}=-\frac{k}{2}M_g^2\frac{dW_c}{W}\left(1+\frac{T_c^*}{T_g^*}-2\frac{V_c}{V_g}\cos\phi_c\right)$$

式中：ΔP_t——冷却气流的总压降；

M_g——主气流马赫数；

V_g——主气流速度；

T_c^*——冷却气流总温；

T_g^*——主气流总温；

V_c——冷却气流速度；

ϕ_c——冷却气流与主气流夹角。

由上式可知，主流马赫数 M_g 和冷气比 $\frac{dW_C}{W}$ 是影响损失的重要参数。显然，在叶型马赫数较高的部位安排气膜孔将造成较大的损失，因而在吸力面中，后部应尽量避免安排气膜孔。冷却叶栅气动损失的计算方法将在附面层计算中叙述。冷气对叶栅性能影响的试验研究从 20 世纪 60 年代至今国外都有很多研究，这里不一一列举。

5.1.3 出气角特性

叶栅出气角对涡轮速度三角形、攻角设计、功量计算和流量确定有着重要意义。

根据已有大量平面叶栅的试验数据可得出叶栅出气角特性。典型的跨声速和亚声速叶栅出气角特性，见图 5－7。据试验结果和理论分析整理的众多经验公式都具有 $\sin\beta_2 = K(a/t)$ 的形式。a/t 是出气角很好的特性准则。通常把以 a/t 确定的出气角称为有效出气角，即：

$$\beta_{2ef} = \sin^{-1}\frac{a}{t}$$

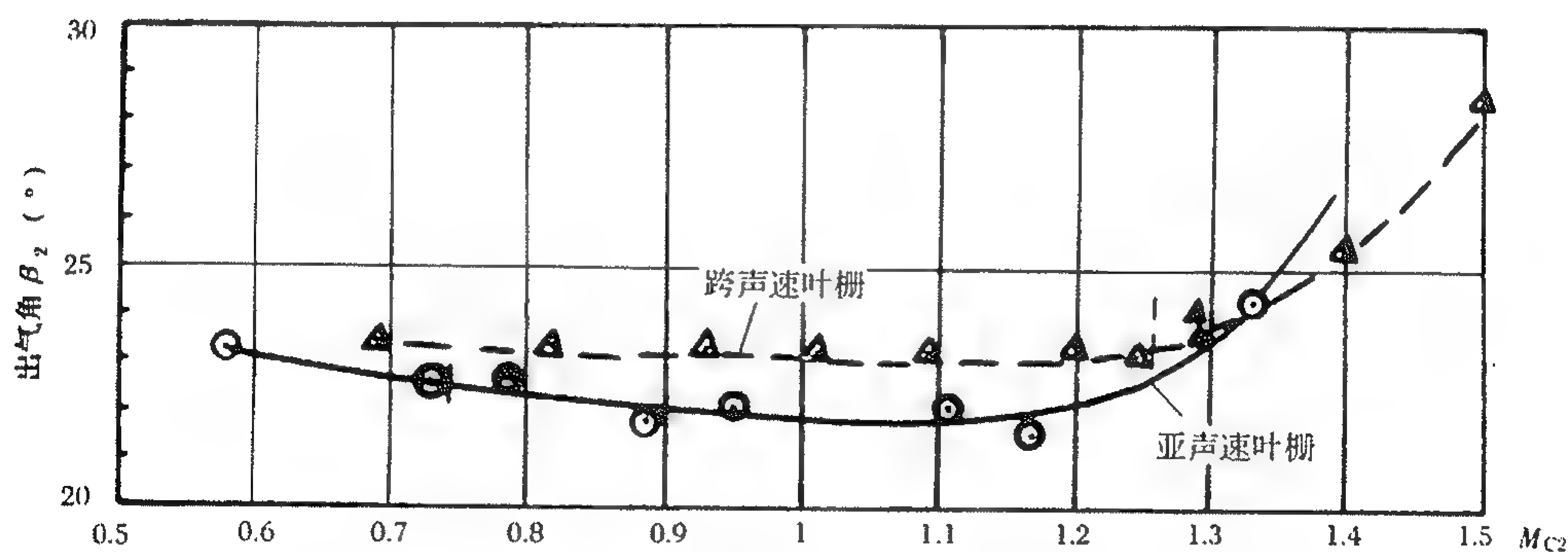


图 5－7 典型的叶栅出气角特性

因此，$K = \sin\beta_2/\sin\beta_{2ef}$。

根据几何喉部与出口截面的连续性和总温相等的条件，并对斜切口区域应用动量方程，可得出影响系数 K 的表达式：

$$K = \cos x \frac{Y(\lambda_2\psi\frac{\cos\beta_2}{\cos\beta_n})\pi(\lambda_2\frac{\psi\cos\beta_2}{\psi_{1-n}\cos\beta_n})}{Y(\lambda_2\psi)\pi(\lambda_2)} \tag{5-1}$$

式中：$x = (\delta - \omega_2)/2$；

δ——尾缘弯折角；

ω_2——尾缘楔角。

$$\beta_n = \frac{1}{2}(\beta_P + \beta_S)$$

式中：β_P,β_S——分别为压力面、吸力面在喉部处切线与叶栅额线的夹角；

Y——密流函数压力函数的组合 $Y = q/\pi$；

π——压力函数；

ψ_{1-n}——进口至喉部的速度损失系数；

ψ——叶型速度损失系数；

λ_2——出口速度系数。

当出口速度大于出口临界速度时有：

$$K = \cos x \frac{Y(1)\ \pi(\frac{1}{\psi_{1-n}})}{Y(\psi\lambda_2)\pi(\lambda_2)} \tag{5-2}$$

从式(5－1)可见影响系数 K 主要与下列因素有关：(1) 斜切口区域的流动性质是扩压还是膨胀；(2) 斜切口区域损失的大小；(3) 栅后马赫数的大小；(4) 斜切口段吸力面型线的特征。这两个计算公式与试验结果吻合很好，可参考使用。

在涡轮特性计算中广泛使用 D. G. 安利的出气角经验公式也有较高的精度。

根据气动计算给定的出气角确定喉部尺寸，以保证基元叶栅通过给定流量的问题通常称为叶栅设计。对于设计问题喉部值的确定要区分两种情况：在喉部临界之后，出口状态的改变仅依靠斜切口膨胀，而喉部以前的气流状态包括喉部几何尺寸不再依赖出口状态，而喉部未临界、喉部几何尺寸将与出口气流状态有关。

对出口马赫数为亚临界时，喉部尺寸可写为：

$$a = t\sin(\beta_2 - \Delta\beta_2)$$

式中，$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_{2ef} = \beta_2 - \arcsin\left(\frac{\sin\beta_2}{K}\right)$。

在叶型设计之前，作为 β_{2ef} 的第一次估算，可以利用图 5－8 曲线。图中的曲线是按式(5

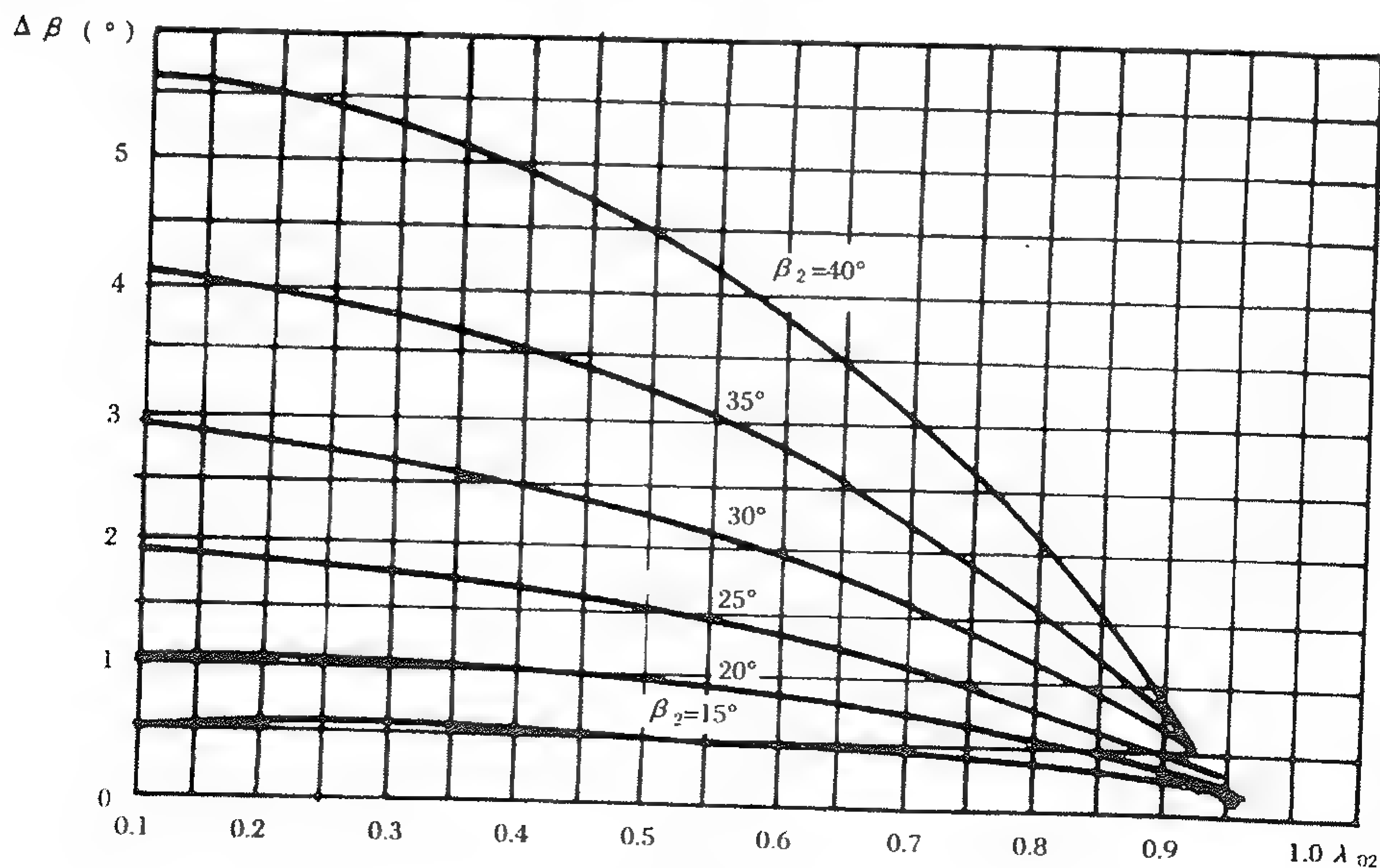


图 5－8 用于估算叶栅出口有效角的综合关系曲线

-1)计算的结果在 β_2 值为恒定时,$\Delta\beta$ 与 λ_2 关系曲线。计算时针对亚声速叶栅对几何参数与损失系数作了相适应的假设。这样得出 $\Delta\beta$ 及喉宽值 a 后即可构作叶栅。然后再按实际几何形状并根据式(5-1)计算 β_2。当 β_2 值与给定值不相符时,可通过改变叶型安装角 γ 来修正喉部值。

对于超声速出口叶栅

$$a = Ktq(\lambda_2)\sin\beta_2$$

对导叶 $K\approx1$;对动叶 K 值考虑到叶尖漏泄的影响通常要比导叶小 0.02。

5.1.4　流量特性

叶栅的通流能力(换算流量)将影响发动机性能及涡轮级中反力度分配。因此,在新机研制及定型发动机性能调整中,调整、选配涡轮导向器,特别是高、低压第 1 级导向器面积是其重要手段。

对给定的叶栅,其流通能力通常表示为 $\bar{G} = G\sqrt{T_t}/P_t = f(M_2)$ 的形式。典型的流量特性,如图 5-9 所示。随着出口马赫数的增加,当喉部临界后,换算流量将不再增加。

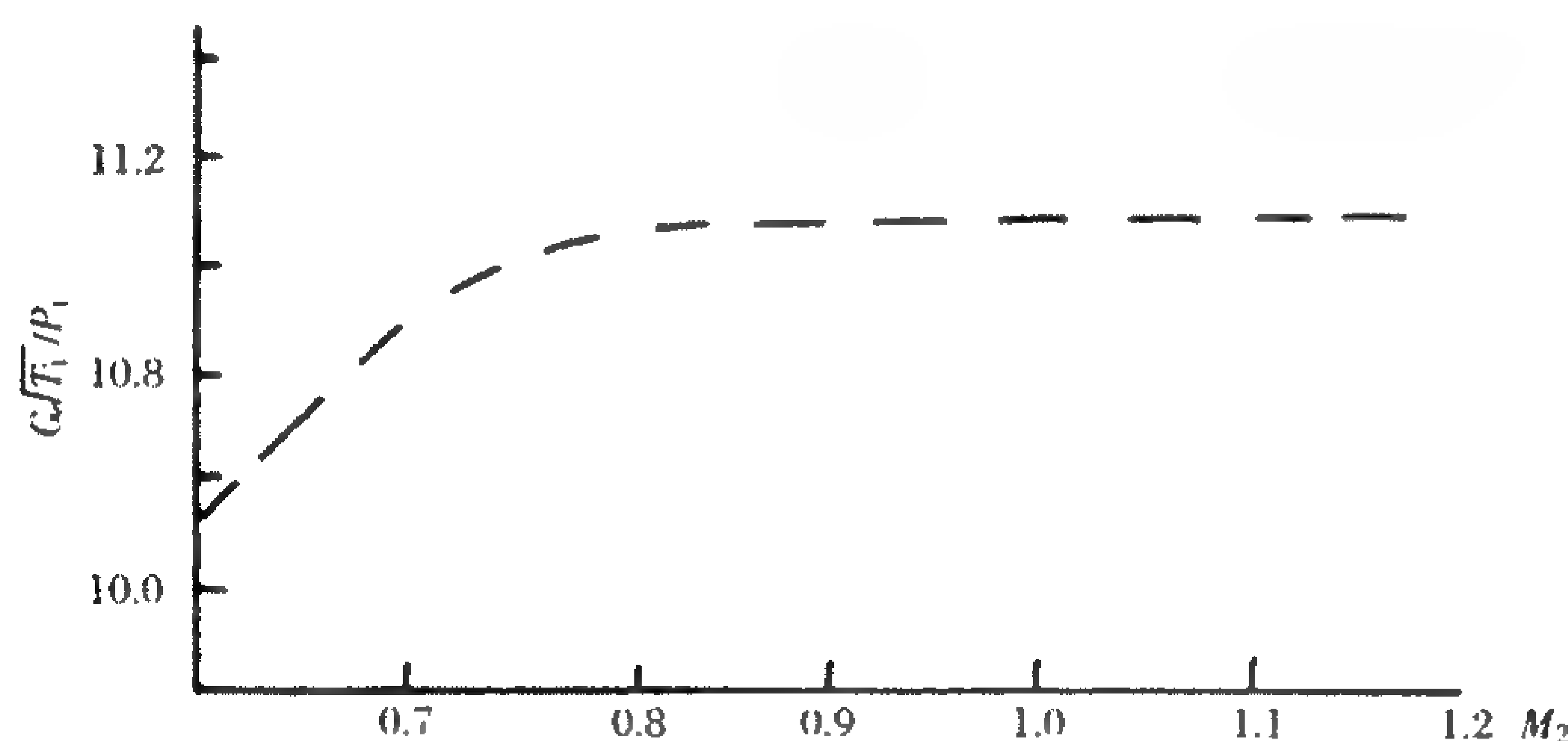


图 5-9　换算流量与 M 的关系曲线

5.1.5　负荷特性

Zweifel 提出了一个所谓“切向升力负荷系数”或切向升力系数 C_L 的无因次量来衡量叶型周向负荷与“理想”的矩形分布之比。它反映了基元叶型上周向力做功或切向升力的大小。

$$C_L = \frac{t}{L_x}\frac{1}{2}\frac{\Delta W_u}{W_2}\sin\beta_2$$

式中:L_x——叶片周向弦长;

$\Delta W_u = W_{2u} - W_{1u}$。

显然,对同样的气流膨胀比与转折角来说,叶片数目愈多每个叶型的负荷就愈小;叶片数目少周向气动负荷就大。其峰值马赫数大会出现较大的扩散,致使损失较大。如果是跨声速叶栅,其激波强度较大,激波与附面层干扰进一步加大了损失,因此,峰值马赫数有一定限制。根据大量试验结果得出临界升力系数曲线。可见,随着出口马赫数的加大,其临界升力有所降低。当出口马赫数大于 1 时,临界升力系数有较大幅度的降低(图 5-10)。一般来说,应在临界升力系数范围内选定叶片数。但随着技术的进步,可以突破这个限制。跨声速“倒曲率”叶

型及后加载亚声速叶型都是突破这种限制的实例。也就是说可以采用较少叶片数的低稠度设计。

另一个反映基元叶型负荷大小的参数是负荷系数 C_u 其计算公式如下：

$$C_u = M_1^* \cos\beta_1 + M_2^* \cos\beta_2$$

式中，$M^* = \left[\dfrac{\dfrac{k+1}{2}M^2}{1+\dfrac{k+1}{2}M^2}\right]^{\frac{1}{2}}$。

它反映了动叶在一定切线速度下，具有相对于临界声速的切向速度气流做功能力的大小。对导向叶栅，它反映了气流在叶栅中膨胀、转折能力的大小。在叶栅试验中，常用这个参数来表示变工况时其负荷变化的特性。典型的负荷系数如图 5－11 所示。从图中可以看出涡轮叶片具有极限负荷。随着出口马赫数的增加，气流在斜切口膨胀，当相邻叶片尾缘发出的最后一道膨胀波打到尾缘时，其反压再降低也不能改变叶片上的压力，因而叶片力不再增加，这就达到了极限负荷。在超跨声速涡轮设计中要考虑这个问题。

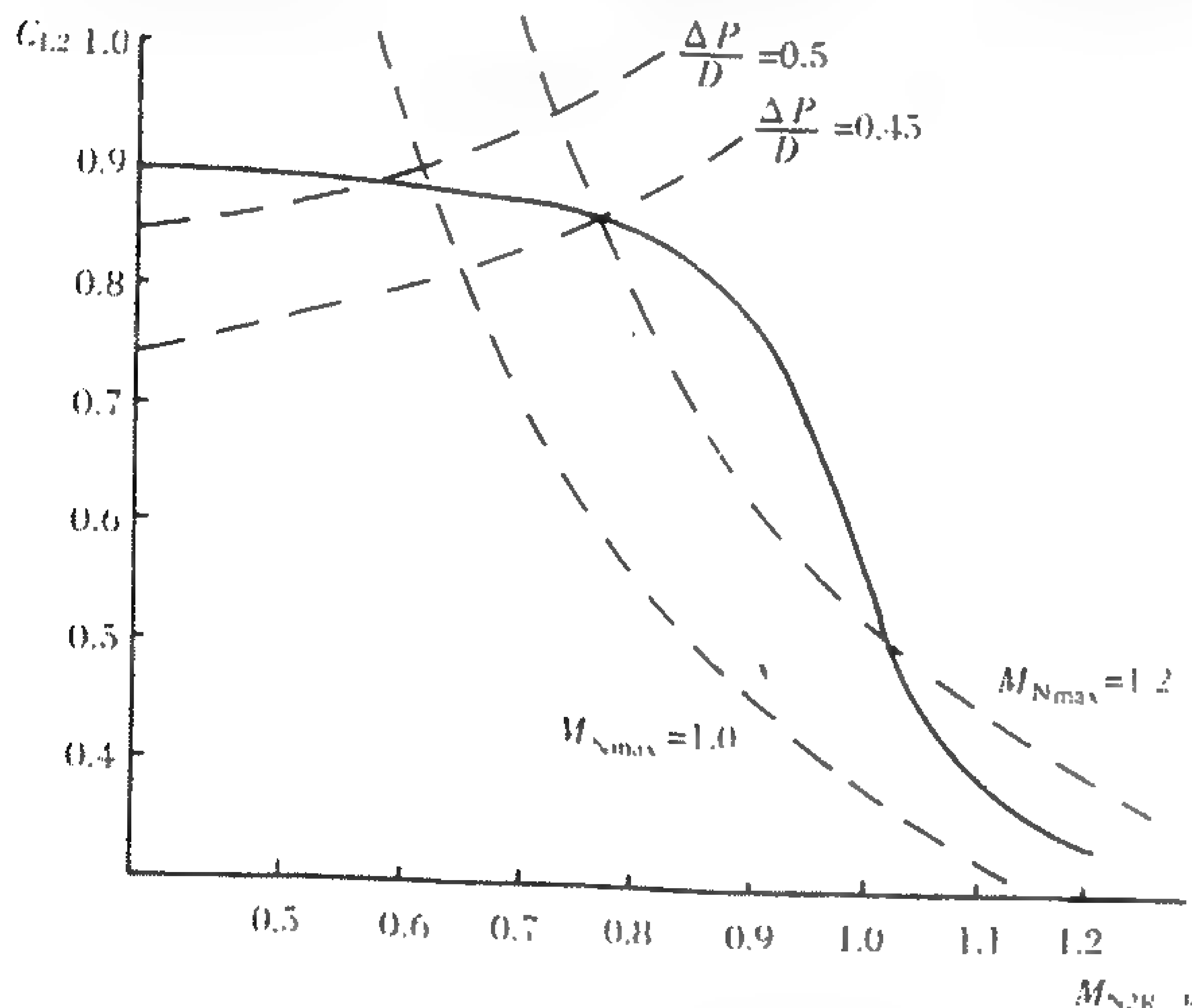


图 5－10　临界升力系数

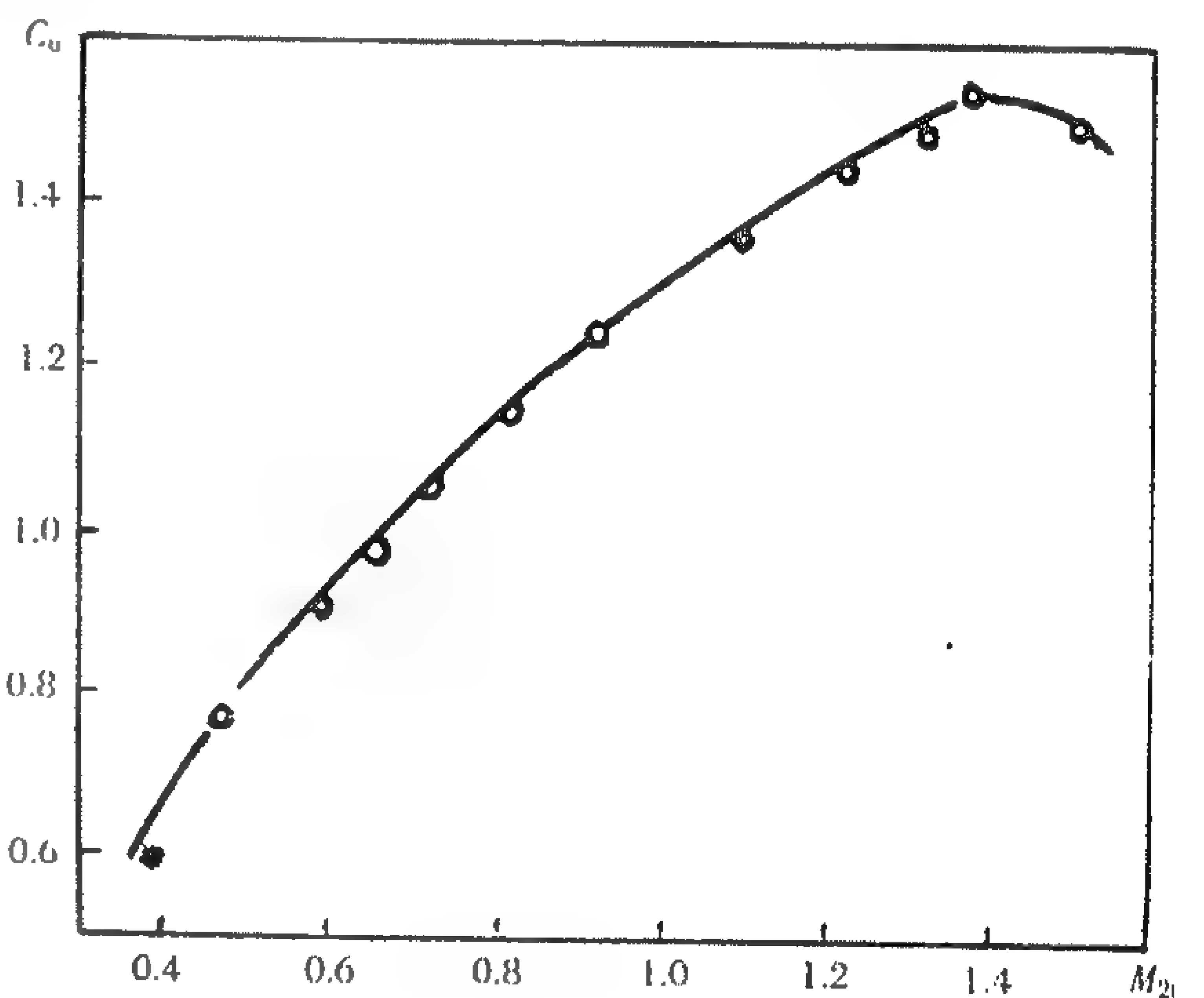


图 5－11　负荷系数随出口状态变化曲线

5.1.6　攻角特性

叶型具有良好的变攻角特性，对改善涡轮的变工况特性有重要意义。

攻角的定义为：$i = \beta_{1K} - \beta_1$

通常提到的攻角特性，是指对特定叶型当来流方向改变时，它的叶型损失和出气角随攻角的变化曲线。

正问题（叶型已知）的攻角特性有大量试验结果。典型的跨声速叶栅攻角特性见图 5－12。正攻角时，能量损失系数上升较激烈，而在较大负攻角范围内（－20°）仅能平缓的上升。出气角特性也有类似的趋势。这样的结果可以用叶型表面速度分布来很好地解释（图 5－13）。当攻角变化时一般仅影响叶型前半部的速度分布，对后半部影响较小。正攻角时气流冲击前缘压力面绕过前缘，前缘附近吸力面上马赫数上升。随正攻角的加大，在前缘附近形成超声速凸包，造成分离，损失急剧上升，甚至可能出现进口段的流道宽度小于喉宽，在前缘附近出现较强的激波导致损失剧增。因此，存在一个极限进气角，需加以限制。而负攻角时气流吹

向前缘吸力面，前缘附近马赫数降低。只有在较大负攻角时，气流在压力面分离才会引起损失较大地上升。

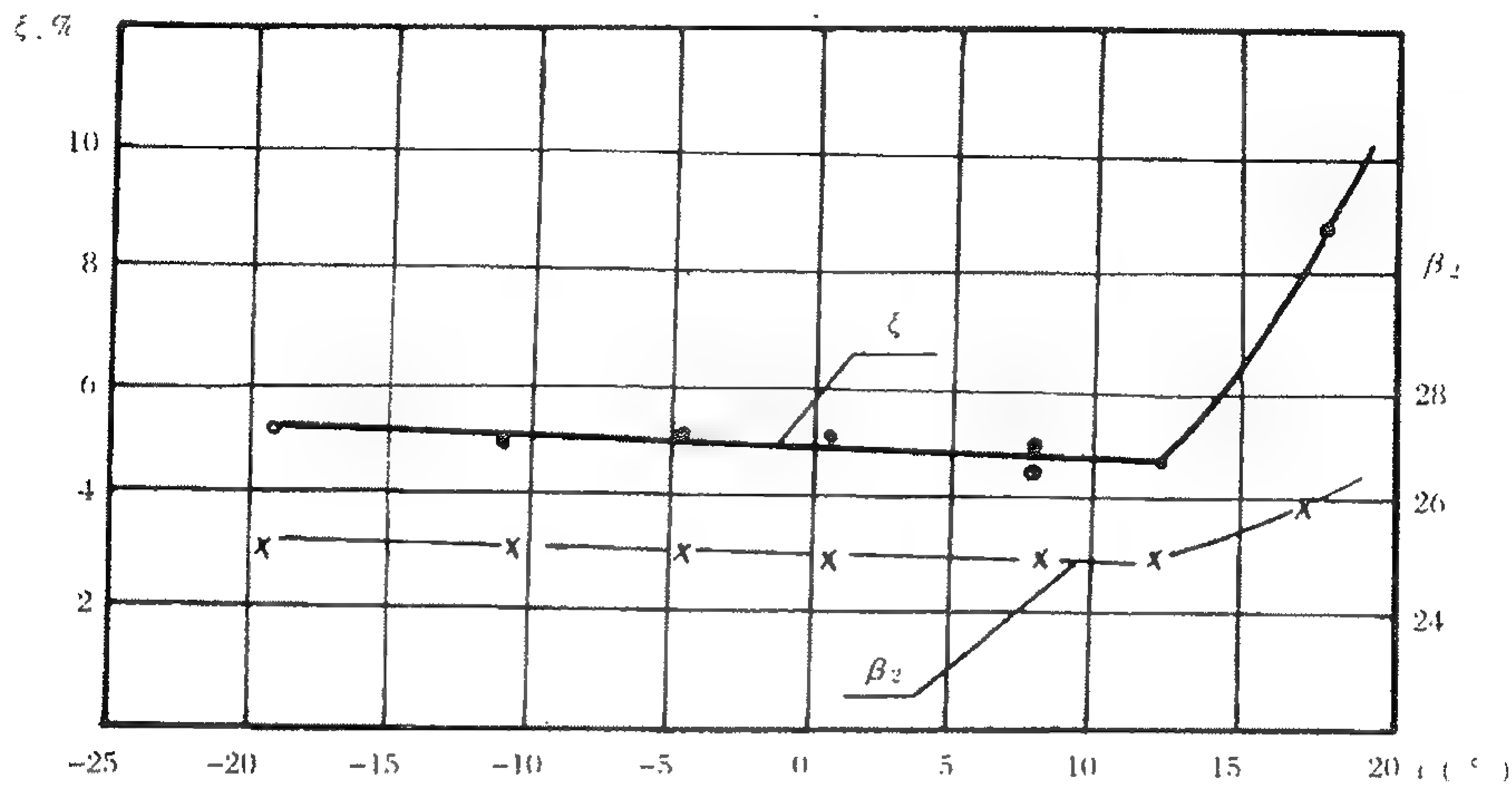


图5-12 叶栅变攻角特性曲线

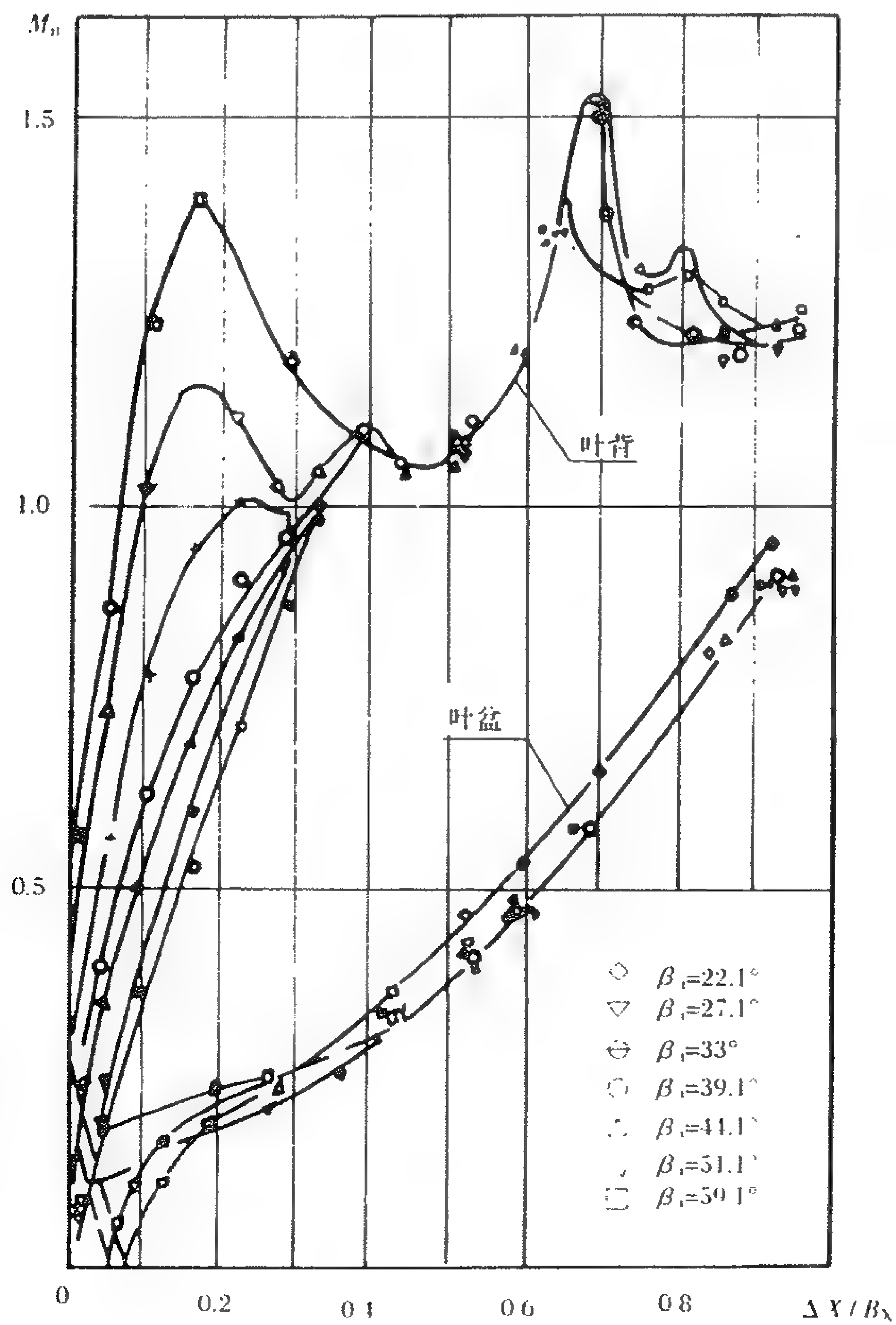


图5-13 攻角变化时叶型表面速度分布的变化曲线

对进口马赫数较低的叶栅，由于叶型前段吸力面马赫数较低，可望有更好的变攻角性能。

在设计叶型（反问题）时，如何确定进口构造角，这是一个易于混淆的问题。有人直接将正问题叶栅试验结果用于设计问题，推荐选择负攻角设计，这是不正确的，误认为采用负攻角设计可获得最小的叶栅损失。其实正、反问题两者在概念上是不同的。正问题槽道转折收敛固定，气流方向变化引起速度分布、损失、出气角的变化，前面已作了分析。对于设计问题如图5－14所示，气流角一定，采用正攻角设计，叶栅槽道收敛度加大，吸力面型线弯折度减小，有助于防止气流在前缘的局部壅塞。而负攻角设计则相反，吸力面型线弯折较大可能形成局部超声速凸包造成气流分离。特别是对于进口马赫数较高，转折较大，进、出口气流角差较小的截面，叶栅槽道收敛度不易保证，前缘附近极易产生局部壅塞，采用正攻角设计较好。对此问题前苏联 Б. М. Аронов 等曾作过详细论证及试验验证。另据英国斯贝、美国 E^3 发动机的有关资料可以看出，不少叶型截面采用了正攻角设计。这就从一个侧面反映了采用正攻角的可行性。当然，在设计时选择攻角还有其他因素，也可选取负攻角。

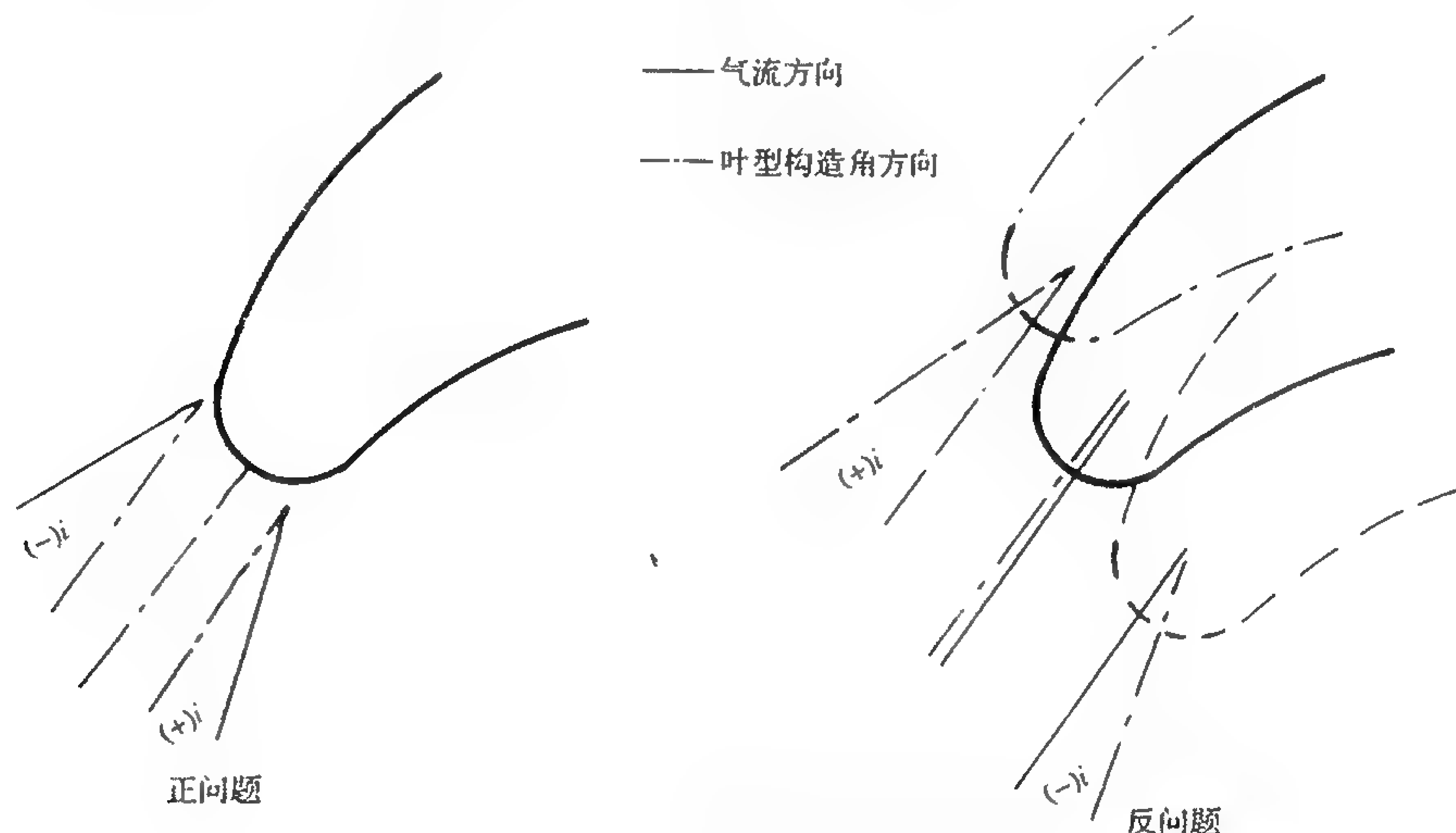


图5－14 正、反问题攻角变化图

5.2 计算方法及计算机程序介绍

叶型设计有多种途径。尽管给定叶型速度分布求出叶型几何形状的反问题方法也在发展之中，但是现行有效的方法仍走正问题计算机交互设计的路子，即在计算机上用双扭线、对数螺线、双曲线等几何曲线或B样条、Bezir函数等成型，然后进行绕流计算、附面层计算判别其性能优劣，并反复交互修改。因此，绕流、附面层计算在设计过程中起着重要的作用。

5.2.1 叶栅绕流计算

对于带有较大扩张角的涡轮级，采用任意回转面绕流计算是必要的。而对一般情况，往往简化成平面叶栅绕流问题。

5.2.1.1 数值方法简介

S_1 流面的计算更接近计算流体力学的主流，涉及的数值方法与全三维计算方法相类似。

自吴仲华教授在20世纪50年代初提出叶轮机三维设计计算的理论基础以来，数值求解方法有了很大发展。60年代后期就已用于实际应用了。当时由于计算机条件的限制，科学家们想了很多简便的办法将求解偏微分方程组简化成求解单个偏微分方程，即流函数和位函数的方法。这就使求解速度大大提高而存储量则较小。位势函数由于其固有的马赫数限制，随着硬件条件的改善已让位于其他方法。另一种方法是流线曲率(迭代)法。这种方法是在流面上沿流线的准正交线上求解速度梯度方程(对 S_1 流面即为周向动量方程)的积分和连续方程的流量校核。这样流线迭代法只要求解一个一维常微分方程再加上连续方程迭代即可。这种方法具有计算快速、简洁、方便等特点，又体现了流动的物理模型。在国内、外得到了广泛的应用。国际上一些发动机公司在叶片设计中至今仍在使用。

随着计算机技术的提高，运算速度的加快和容量的加大，给数值方法提供了更大的自由度。数值方法朝着直接求解原始变量的欧拉、N－S方程偏微分方程组的方向发展。自80年代以来出现了多种求解格式及其变种衍生和组合。

从总体上来看，求解方法基本上可分为两大类：即压力基方法和密度基方法。

压力基方法采用压力作为基本变量。求解方法有两大系列：一是压力修正方法(PCM)迭代求解；二是压力隐式分裂算法(PISO)。PCM方法求解的基本思路，是先假定压力场求解动量方程求出速度场，再依据流量连续性条件修正压力场，得到新的压力场后即完成一次迭代。经过数百次迭代循环后即可得到同时满足动量方程和流量连续方程。典型的有SIMPLE系列及其衍生。PISO方法首先是由Issa提出的。由连续方程和动量方程离散式导出准确的压力辅助方程而不是一个近似的压力修正方程。因而是一种非迭代方法，其主要特点是把求解过程分裂成预估和修正步，每一步压力运算是由速度的运算来耦合，使之可依次求解。PISO方法可用于求解非定常问题，而且运算速度较快。

压力基方法在计算不可压及低马赫数时具有明显的优越性。后来又成功地发展到可计算可压流、带回流的和跨声速流动。

压力基方法发展最早，花费了相当大的努力，已达到相当成熟的程度并已广泛用于工业界，包括著名的PW、GE、RR等公司的设计与分析系统。它可以成功地用于全速度(不可压、亚声、跨声、超声速流)层流、紊流、低雷诺数及带激波的流动。第1级涡轮导叶进口通常是低亚声的甚至是不可压的。冷却管路及盘腔内流动通常也是不可压的，但同时也存在跨声速流动。涡轮部件的这个流场特征更适于采用压力基方法进行求解。

密度基方程以密度作为基本变量。在连续方程中的密度作为相关变量并由状态方程导出压力。该方法首先是由外部可压流发展起来的并在内流中得到广泛应用。密度基方法有显式和隐式求解两种。

在显示格式中，空间导数是用上一时间层的已知值计算的。其物理概念清晰，所需存储量较小。在叶轮机流场中广泛应用的显示格式主要有：

(1) MacCormack两步法。这种方法有可靠的稳定性，可用于非定常可压流，使用简便，在叶轮机中得到了广泛应用。

(2) Lax－Wendroff格式及其变种。这种格式是一步法，具有简单泼辣的优点。在叶轮机流场计算中基于这种格式的著名学者有Denten等。Denten方法的计算效率高、适应性强，但精度稍差。而Ni则牺牲一点速度来求得稍高的精度。

(3) Runge－Kutta技术。Jameson等应用并发展了这种技术。这种方法稳定性好，其CFL数可以到3左右。每个时间步要走4小步，因此，时间方向精度高，特别适合作非定常计算。

在时间、空间上的偏差是典型的二阶精度中心差分，但为了抑制光滑区的脉动和激波附近的振荡需引入耗散通量。此外从求解结构来看该方法有很好的向量化性质，在将来向量化并行计算中很有发展潜力。

密度基方法还有隐式算法。隐式格式的特征是在计算矢通量时要用到下一步的未知量。通常将非线性的矢通量局部线性化后求解，引入近似因子(AF)分解法求解。

密度基方法有一个严重的不足，亦即算不了不可压流。引入人工压缩性可缓解这一困难，但很勉强，收敛较慢。

还有一个重要的格式在超、跨声速流场用得较多的是矢通量分裂和 TVD 格式。将二维欧拉方程写成守恒形式：

$$\vec{U}_t + \vec{F}_x + \vec{G}_y = 0$$

参数 U 的变化率是 $\vec{F}$ 和 $\vec{G}$ 的梯度造成的，矢量 $\vec{F}$，$\vec{G}$ 为矢通量。分别用空间后差和空间前差按信息走向来设计差分格式。正因为这种格式符合信息走向可使求解更为精确，收敛更快，称为矢通量分裂措施。自 1979 年 Steger 与 Warming 提出该措施后，经不断改进已逐步完善。此外，TVD 格式用迎风型数值耗散代替人工粘性项及对格式作对角化处理等，也可显著提高分辨率。这种方法在叶轮机流场中也有应用。

在众多算法中有两个较普遍的趋势值得注意：

(1) 采用时间推进法。从物理上来说，定常流动的亚声速和超声速流动有着本质的不同。在亚声速流动中扰动的传播是无界的；在超声速流动中扰动的传播则被限制在马赫锥之内。

从数学上来说，亚声速定常流动的控制方程是椭圆型的，而在超声速定常流动中则是双曲型的。在声速线两侧，控制方程的类型将发生变化。方程类型不同，求解方法有所区别。在叶轮机流场中常出现混合流场，而且在求解之前并不知道其分界。此外流场中存在着数目与位置不确定的间断，给定常跨声速欧拉、N－S 方程的求解带来很大的困难。

另一方面，对非定常流动，无论亚声区还是超声区，支配方程的类型都是双曲型，方程类型是统一的。因而人们通常用虚拟时间来求解定常运动。把定常问题的解看成是非定常问题的渐进解。另外借助于“人工粘性”或“格式粘性”把间断抹平变成连续流场，从而不需对间断做特殊处理可自动捕获激波。这种做法大大减少了求解障碍。实践证明它的合理性，得到普遍广泛应用。

(2) 采用守恒积分型的有限体积(面积)法。

McDonald 首先提出了有限面积法。这种方法从守恒型积分方程出发来构造差分格式，其特点是：

a. 具有有限元方法的长处，可任意剖分网格，易于处理具有复杂几何边界的问题。

b. 守恒型格式反映了流动的物理本质，在每一时间步都保证差分格式的守恒性，能较准确地计算激波。因此，为达到同样的精度可采用较粗的网格，可节约计算时间。

c. 数值求解物理概念清晰直观，易于在工程上应用推广。差分格式稳定性好。

综上所述，各种数值方法各有不同的特点，各有所长也各有其短，都在不断改进发展拓宽并相互融合。设计师可据其计算对象流场的特点及硬件条件选用特别适应其特点的计算方法。

5.2.1.2 平面叶栅数值计算方法

在简单介绍了数值方法之后，现在着重介绍一种典型的应用广泛效果较好的求解二维欧拉方程平面叶栅流场的数值方法，以说明叶片到叶片数值计算的基本方面，阐述一些基本概

念。可据本单位的情况参阅相关软件文档。

(1) 基本控制方程

二维可压缩完全气体守恒型控制方程为:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(P + \rho u^2) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho u v) = 0$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u v) + \frac{\partial}{\partial y}(P + \rho v^2) = 0$$

$$\frac{\partial h_0}{\partial t} + u\frac{\partial h_0}{\partial x} + v\frac{\partial h_0}{\partial y} = 0$$

其积分型方程为:

$$\frac{\partial}{\partial t}\iint_A \rho \mathrm{d}x\mathrm{d}y - \oint_S (\rho u, \rho v)\mathrm{d}\vec{S} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\iint_A \rho u \mathrm{d}x\mathrm{d}y - \oint_S (P + \rho u^2, \rho u v)\mathrm{d}\vec{S} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\iint_A \rho v \mathrm{d}x\mathrm{d}y - \oint_S (\rho u v, P + \rho v^2)\mathrm{d}\vec{S} = 0$$

$$\frac{C_P}{R}\frac{P}{\rho} + \frac{1}{2}(u^2 + v^2) = h_0 = \mathrm{const}$$

式中:ρ——密度;

t——时间;

u——周向速度;

v——轴向速度;

h_0——滞止焓;

P——压力。

(2) 差分格式及方程的离散化

上述方程组的二重积分区域 A 可为流场中任意面积,而 S 则是 A 的封闭周界线。具体计算时,A 取为图 5-15 中的计算点为中心的两个小网格单元所围成的区域。在上、下边界计算点求解时需向求解区域外延伸一个小网格单元,使得考虑的计算点仍为积分区域之中心。$\mathrm{d}\vec{S}$ 表示其大小为边界微元之长度,方向为沿边界内法线方向的向量。如图 5-16 所示,A,B,C,D,E,F 为格点,G,H,J 为计算点,图中(i,j)为计算点 G 的编号。四边形 $ABCD$ 即为求 G 点处流动参数时用的二重积分区域 A。

按照 J. D. Denten 的基本思想,对方程组中的积分进行离散化近似。采用此种近似取决于差分格式。以 E 点为例,对 ρ,u,v 用上风值,即取计算点 i,j 处的值,这相当于对质量、动量通量取迎风格式;而 P 取其下风值,即取计算点$(i+1,j)$处的值。从而保证了格式良好的稳定性。并且方程组必须按照质量→压力→动量的顺序求解。在全部节点处先估算密度,然后用新密度连同旧速度求出压力,再用压力值 P_{n+1}连同旧的密度与速度用于动量方程。从某种意义上说这个方法是显式的。把它称为基本格式。

基本格式的稳定性较好,但格式精度为一阶,误差较大。J. D. Denton 提出了一种修正方法来改善围道 AB,CD 边的积分办法并引入对时间参数的松弛因子。这种修正方法要用到(n

$-1)\Delta t$ 和 $n\Delta t$ 两个时刻的参数来求 $(n+1)\Delta t$ 时刻值，其存储量增加，计算量增加也较大。

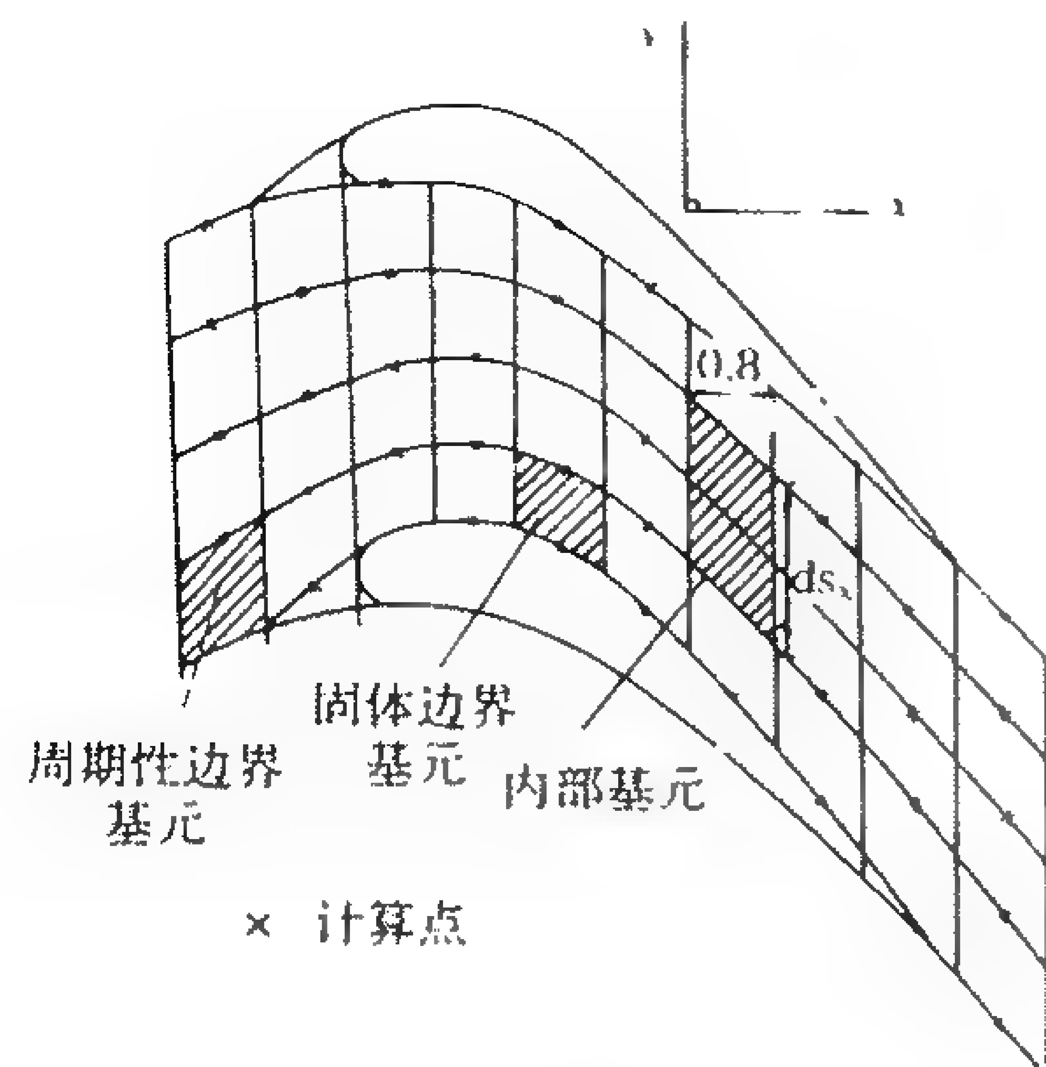


图5-15　平面叶栅求解流场

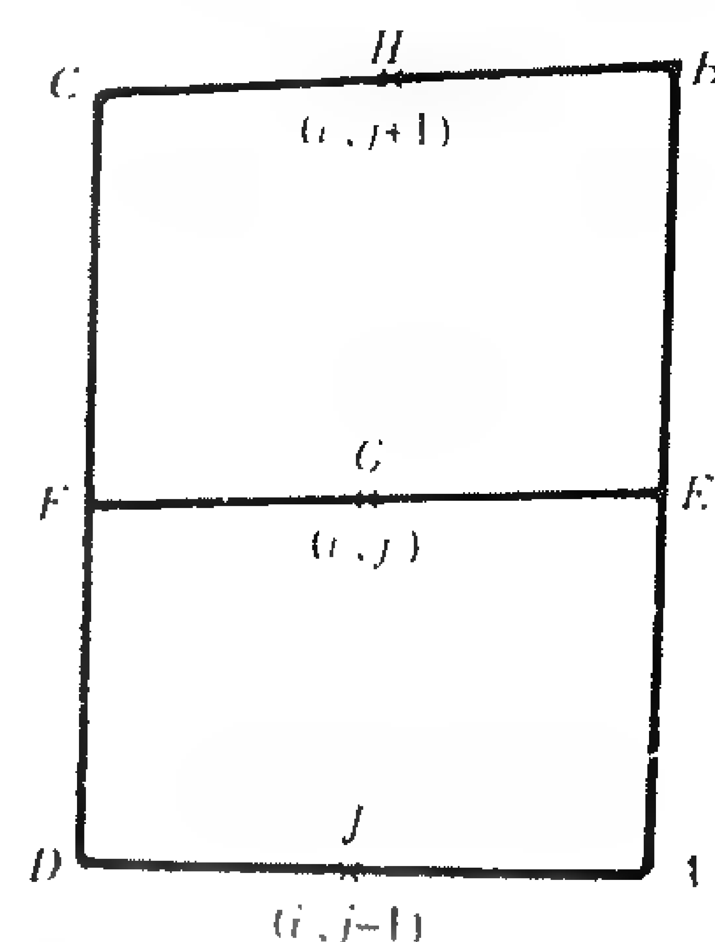


图5-16　计算基本网格单元

比如在 AB 边积分，中点 E 处的 ρ 值原来用上风计算点 (i,j) 处值 $\rho_{i,j}$ 代替，现在用 $(i-1,j)$，(i,j)，$(i+1,j)$ 三个计算点处的 ρ 值作二次插值来得到 E 点之值，记为 $\overline{\rho E}$，实际积分时用的 ρE 为 $\rho_{i,j}$，与 $\overline{\rho E}$ 之线性组合：

$$\rho E = \alpha\rho_{i,j} + (1-\alpha)\overline{\rho E}$$

这里引入了一个组合系数 α，一般 $0 \leqslant \alpha \leqslant 1$。当 $\alpha=1$ 时，即为基本格式，其精度为一阶。当 $\alpha=0$ 时，格式的空间精度为二阶。开始计算时取 $\alpha=1$，随时间的推进 α 值逐渐减小，当接近收敛时 α 值取为0。u，v 修正方法与 ρ 相同。但对 P 修正时用 (i,j)，$(i+1,j)$，$(i+2,j)$ 3个计算点处之 P 作二次插值求得，再与 $P(i+1,j)$ 做线性组合求出沿 AB 边积分时用的 P_E 值。计算表明这两种修正格式具有大致相同的收敛速度，计算结果相差无几，但可节省较多的计算机内存。

(3) 边界条件

求解方程的经验指出，在精确求解快速收敛上，边界条件起着重要作用。在跨声速区域尤其如此。确定边界条件首先要求假定物理模型，然后选择与模型相一致的边界和初始条件。

使用微分方程组特征理论分析得出边界条件如下：

进口边界：当 $0 < u \leqslant a$ 时，只能给定也只需给定3个条件。通常给定进口总压 P_{t1}、进口总温 T_{t1} 和进气角 β_1。

出口边界：当出口速度的轴向分速小于声速时，只需给定一个边界条件。通常给定背压 P_2。

对于叶片前、后边界线上，周期性条件成立。

物面边界也只需给一个条件，采用物面流速向量与物面相切。

从理论上讲，边界上的参数应当根据计算域内的参数由特征方程来求得。在早期计算中通常采用一种近似计算，即把上、下游边界取得离叶栅稍远一些，利用流动参数的均匀条件作为补充计算以联系边界点与内点的计算过程。这种做法不但简化了计算，而且所带来的误差并不大。

近年来在进、出口采用了无反射边界条件，即根据特征分析得出原始变量扰动与特征波波幅变化量的关系，并将给定的边界条件代入求出波幅变化量。在得出原始变量后，将其附加到最近一次迭代值上，并作为边界参数处理。运用这种无反射边界条件可避免出口为超声速时尾缘燕尾形激波的反射，从而提高了计算精度。国外利用无反射边界条件与高分辨率格式得

出很好的效果并与一般边界条件作了对比(图 5-17)。

(4) 网格生成

网格生成技术是计算流体力学的主要组成部分。网格质量好坏对计算结果的影响甚至比数值离散格式的影响还要大。对于同一种数值方法,所得的计算结果与所使用的计算网格通常也是不独立的。高质量的网格是保证计算过程收敛、减小数值计算误差、提高流场分辨率所必须的。一般要求所生成的网格具有贴体性、光滑性、正交性、合理分布性。

生成网格的方法有代数法和微分方程法。

代数生成法通过代数变换和插值生成网格,是一种快速简捷的方法,其特点是疏密容易控制,但光滑性、正交性难以保证。

微分方程法通过求解椭圆型 POISSON 方程生成网格,目前较为流行。POISSON 方程可写成如下形式:

$$\xi_{xx} + \xi_{yy} = P(\xi,\eta)$$

$$\eta_{xx} + \eta_{yy} = Q(\xi,\eta)$$

物理平面(x,y)上的控制方程转换到计算平面(ξ,η)上,得:

$$\alpha x_{\xi\xi} - 2\beta x_{\xi\eta} + \gamma x_{\eta\eta} = -J^2(Px_\xi + Qx_\eta)$$

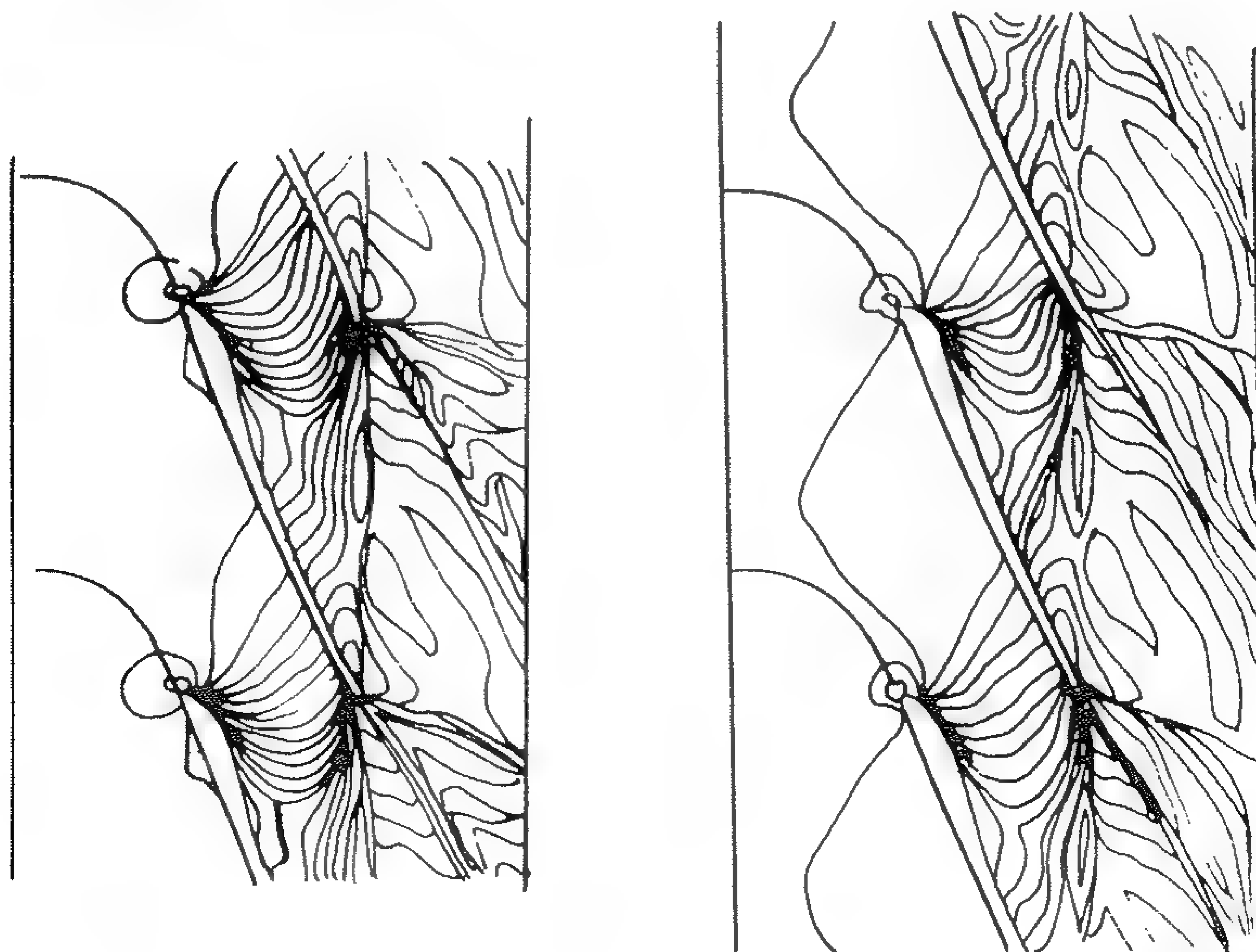
$$\alpha y_{\xi\xi} - 2\beta y_{\xi\eta} + \gamma y_{\eta\eta} = -J^2(Py_\xi + Qy_\eta)$$

式中,$\alpha = x_\eta^2 + y_\eta^2 \quad \beta = x_\xi y_\xi + x_\eta y_\eta \quad \gamma = x_\xi^2 + y_\xi^2 \quad J = x_\xi y_\eta - x_\eta y_\xi$

通过控制源项 P,Q 来调整网格线的疏密。该方法的贴体性、光滑性、正交性都能得到较好的满足。利用这种方法可生成 O 型、C 型及 H 型网格并考虑周期性边界的特殊要求。

(5) 计算结果分析

对于工程设计来说,最受关注的绕流计算结果有两类:一是叶型表面的速度、压力分布,如图 5-2、图 5-3 所示;二是流场参数分布的等值线图,如等马赫数、等压力、等密度线流矢图,对跨声速叶栅可清楚地看出其激波波系,如图 5-17 所示。



$M_{2ad}=1.77$　　　　有反射边界件下$M_{2ad}=1.77$时的等马赫数线

图 5-17　有、无反射边界条件等马赫线的对比

5.2.2　附面层计算

对叶栅流场用欧拉方程计算得出无粘流场后尚须做附面层计算并对无粘流场加以修正。此外还须根据附面层计算得出阻力和流场气动损失、外换热系数等性能参数。以下将先后介绍国际上用得较多的附面层计算方法 STAN5 及其改进。然后再介绍依据附面层特征参数计算叶栅性能参数的方法以及考虑冷气掺混的损失计算方法。

5.2.2.1　附面层工程计算积分解法

目前工程上广泛应用的紊流附面层解法乃是积分方法。它的特点是计算较快，到 20 世纪 70 年代已发展得相当完善了。对于逆压梯度不很大的二维附面层并不比最好的微分方法结果来得差。它可用来预估光滑曲面上的分离。由于这些优点，它已成为很有力的工程方法。

在国内、外涡轮设计中广泛应用的二维附面层数值方法是著名的 STAN5 程序。它是美国 Stanford 大学 Kays 等根据大量试验数据对 Patankar－Spalding(1967 年)为基础的方法作了若干改进而成的。该程序可用于层流、紊流、外部流动、内部流动、射流等计算。以二维轴对称边界计算为例来作简要说明。

二维轴对称边界层控制方程为

连续方程

$$\frac{\partial}{\partial x}(r\rho u)+\frac{\partial}{\partial y}(r\rho v)=0$$

动量方程

$$\rho u\frac{\partial u}{\partial x}+\rho v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}x}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial y}\left(r\mu_{\mathrm{eff}}\frac{\partial u}{\partial y}\right)+X$$

能量方程

$$\rho u\frac{\partial I^*}{\partial x}+\rho v\frac{\partial I^*}{\partial y}=\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial y}\left\{r\left[\frac{\mu_{\mathrm{eff}}}{P_{\mathrm{reff}}}\frac{\partial I^*}{\partial y}+\mu_{\mathrm{eff}}\left(1-\frac{1}{P_{\mathrm{reff}}}\right)\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{u^2}{2}\right)\right]\right\}+S$$

式中：$I^*=I+\frac{u^2}{2}$；

X——单位质量流体上作用的体积力；

S——单位质量流体中的源，$S=ux+s$；

s——热源；

r——轴对称回转半径；

$\mu_{\mathrm{eff}}=\mu+\mu_t=\rho(v+\varepsilon_M)$。

$$P_{\mathrm{reff}}=\frac{1+\frac{\varepsilon_M}{v}}{\frac{1}{P_r}+\frac{1}{P_{rt}}\frac{\varepsilon_M}{v}}$$

式中：v——动力粘度系数；

ε_M——紊流扩散系数；

P_{reff}——有效普朗达数；

P_{rt}——紊流普朗达数。

求解的基本思路是引进 Couette 流概念，认为在很近的壁面区域，有些量沿流动方向(x)的变化比法向方向(y)的变化小很多，可以略去。从而应用简化的附面层运动方程和连续方

程组合并沿 y 方向积分，得出壁面附近剪切力和热流密度等 y 方向变化的无量纲函数关系。利用这些解析关系得到附面层动量厚度、位移厚度、摩阻、换热以及壁面附近速度和焓的分布。此外，对紊流流动应用了混合长度衰减模型，因而适用范围更广，具有较大的发展潜力。

求解方法是差分解法。首先将边界层方程做两次变换，第 1 次是将 (x, y) 坐标变为 (x, ψ) 坐标，ψ 是流函数。第 2 次是引入 $\omega = (\psi - \psi_I)/(\psi_E - \psi_I) = \omega(x, \psi)$，$\psi_E$，$\psi_I$ 分别是计算域边界和壁面的流函数。其目的是使网格疏密均化。经变换后的运动方程和能量方程可写成统一的形式：

$$\frac{\partial \phi}{\partial x} + (a + b\omega)\frac{\partial \phi}{\partial \omega} - \frac{\partial}{\partial \omega}\left(c\frac{\mu_{eff}}{P_{reff}}\frac{\partial \phi}{\partial \omega}\right) = d$$

ϕ 代表 u，I^*。当 $P_{reff} = 1$ 时，左端形式完全一样，此时便得到运动方程。

取控制体如图 5-18 所示，在该控制体上写出差分方程。在解边界层方程时，考虑到方程是抛物线型的，只要沿 X 方向给出初值，便可沿 X 方向向下游求解。因此，在控制体上 X_u 截面上的参数是已知的。X_d 截面是待求的。

对 STAN5 进行了一些改进，主要有：a. 用驻点附近的相似解作为计算的起始初值，较好地解决了滞止区域热流强度大但又不易算准的问题；b. 选用考虑了紊流度及压力梯度影响的经验公式来计算转捩起始点与转捩区的长度，改进了靠人为确定转捩点的问题；c. 引入紊流度粘性概念及紊流间歇因子来考虑紊流度对驻点、层流与转捩的影响。改进后的方法有较高的精度。

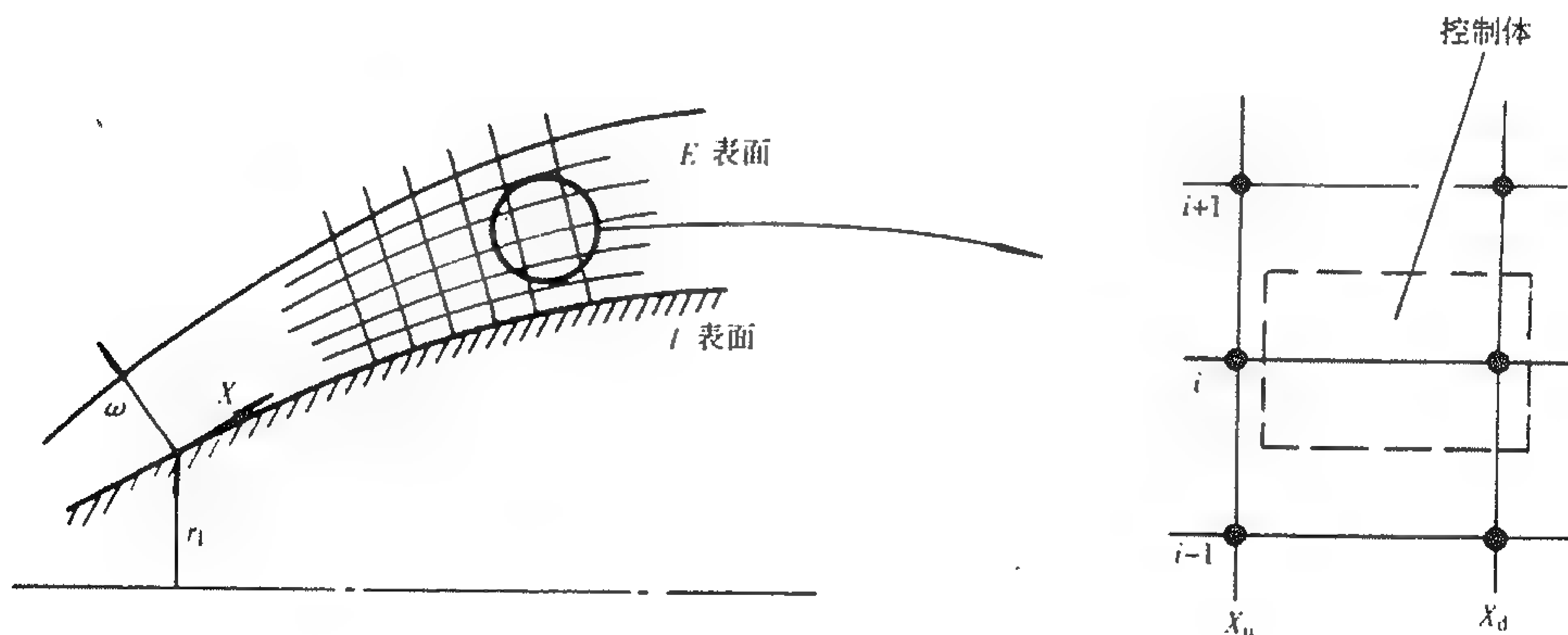


图 5-18　附面层计算控制体

5.2.2.2　叶栅性能参数的计算

由欧拉方程得出叶型表面直至尾缘的速度压力分布，然后由边界层积分方法得出尾缘处吸力面与压力面上边界层特征参数。再对尾缘截面和出口平均截面如图 5-19 所示的计算域 SFQE-GH 应用基本方程将尾缘处边界层特征参数与出口平均参数联系起来，得出下列关系式：

流量方程

$$G = \int_{Y_F}^{Y_Q} \bar{\rho}\bar{u}\,\mathrm{d}y - \frac{\tilde{\rho}_F\tilde{u}_F\delta_F^*}{\sin\beta_F} - \frac{\tilde{\rho}_Q\tilde{u}_Q\delta_Q^*}{\sin\beta_Q}$$

X 方向动量方程

$$I_x = \int_{Y_F}^{Y_Q} (\tilde{P} + \tilde{\rho}\tilde{u}^2)\mathrm{d}y + \tilde{P}_F(t_2 - Y_Q + Y_F) - \frac{\tilde{\rho}_F\tilde{u}_Q^2(\theta_F + \delta_F^*)}{\sin\beta_F} - \frac{\tilde{\rho}_Q\tilde{u}_Q^2(\theta_Q + \delta_Q^*)}{\sin\beta_Q}$$

Y 方向动量方程

$$I_y = \int_{Y_F}^{Y_Q} \tilde{\rho}\tilde{u}\tilde{v}\mathrm{d}y - \frac{\tilde{\rho}_F\tilde{u}_F(\theta_F + \delta_F^*)}{\cos\beta_F} - \frac{\tilde{\rho}_Q\tilde{u}_Q\tilde{v}_Q(\theta_Q + \delta_Q^*)}{\cos\beta_Q}$$

滞止焓方程

$$i_0 = \frac{k}{k-1}\frac{P^2}{\rho_2} + \frac{u_2^2 + v_2^2}{2}$$

式中，带"～"为无粘计算所得参数；δ^* 为边界层位移厚度；θ 为动量损失厚度。

联立上述方程即可得出出口平均气流参数 $u_2, v_2, P_2, P_2^*, \beta_2$ 等，再由进口总压即可算出速度系数 $\varphi = C_2/C_{2ad}$、叶栅损失系数 $\xi = 1 - \varphi^2$。

5.2.2.3　冷却叶栅气动损失的预估

高温涡轮叶片常采用气膜及尾缘喷射等方法进行冷却。如前所述，这将不可避免地产生与主流掺混的额外损失。因此需对其气动力性能作出评估。评估的方法主要有两大类：

第1类方法是附面层积分方法。其基本方法是用附面层积分方法对每一排气膜孔运用适当的掺混模型进行计算。计算在流线方向推进，每遇到一排气膜孔做一次掺混计算直至尾缘。在冷气喷射模型中，假设冷气保留在附面层流管中并与边界层做等静压掺混。掺混发生的距离称为掺混距离。此外，喷射气流与边界层相互作用，增加了边界层内的紊流度，这个过程用增加普朗特混合长度来模拟。喷射模型的这两个常数由实验确定。此外，由尾缘处的位移、动量、动能和尾缘厚度，用二维控制方程可算出考虑冷气掺混的叶栅出口气动参数(图 5－20)。

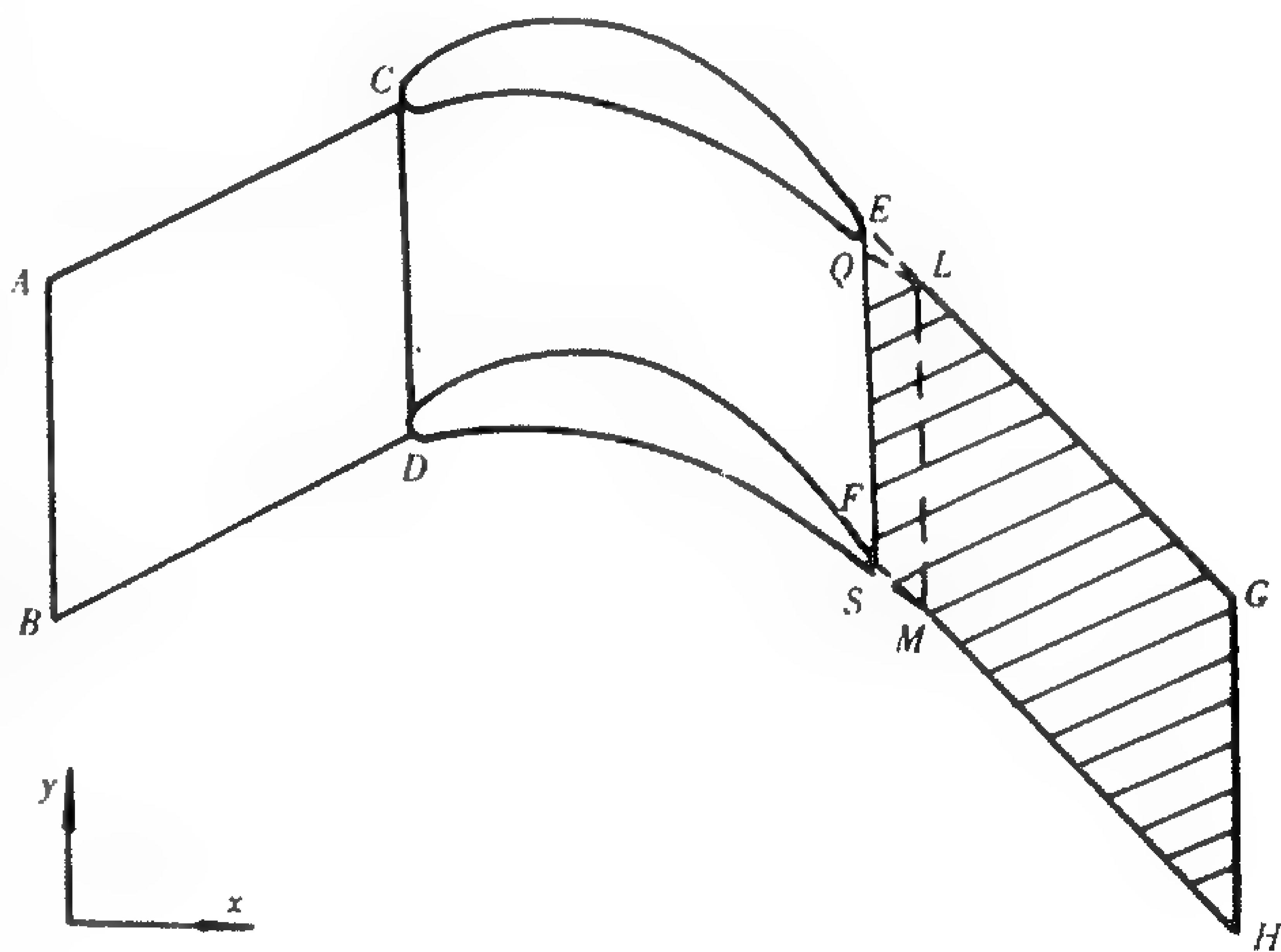


图 5－19　附面层特征参数与叶栅出口参数计算域

这种方法由于假设冷气掺混限制在附面层内，适于冷气吹风比较小的附面层较厚的情况。此外，喷射掺混模型依赖于实验数值。

第2类方法是混合层 TOTLOS 法。这种方法基于 Shapio 一维混合理论，认为叶栅总的损失由粘性摩擦、尾缘堵塞、冷气与主流掺混三部分组成，并认为这三部分损失可独立确定然后迭加。这就意味着，喷射冷气与主流混合不一定保留在附面层内。

用一维等静压掺混沿压力面和吸力面在混合层内逐次求出叶型表面不同位置，不同主流与冷气状态的气膜或发汗冷却的总压损失直至尾缘平面。在尾缘平面，未受影响的主流与两个混合层在与平均主流相等的静压下混合(再度应用一维等静压混合方法)(图 5－21)。尚没有形成关于如何选择混合厚度的理论基础。但是应用 TOTLOS 方法反复计算表明，最终结果并不明显依赖于混合厚度的大小。

由附面层计算得出粘性损失后(以尾缘处的位移、动量厚度来表示)，尾缘堵塞及尾缘喷射的影响用图 5－22 所示的二维模型来获得。所用的方法是用直接基于 Stewart 或其他类似的

附面层计算的结果，再加上包括叶型底部的冷气喷射在计算站 1 和 2 之间进行计算。在 2－2 截面上所得结果是完全均匀混合的下游状态。

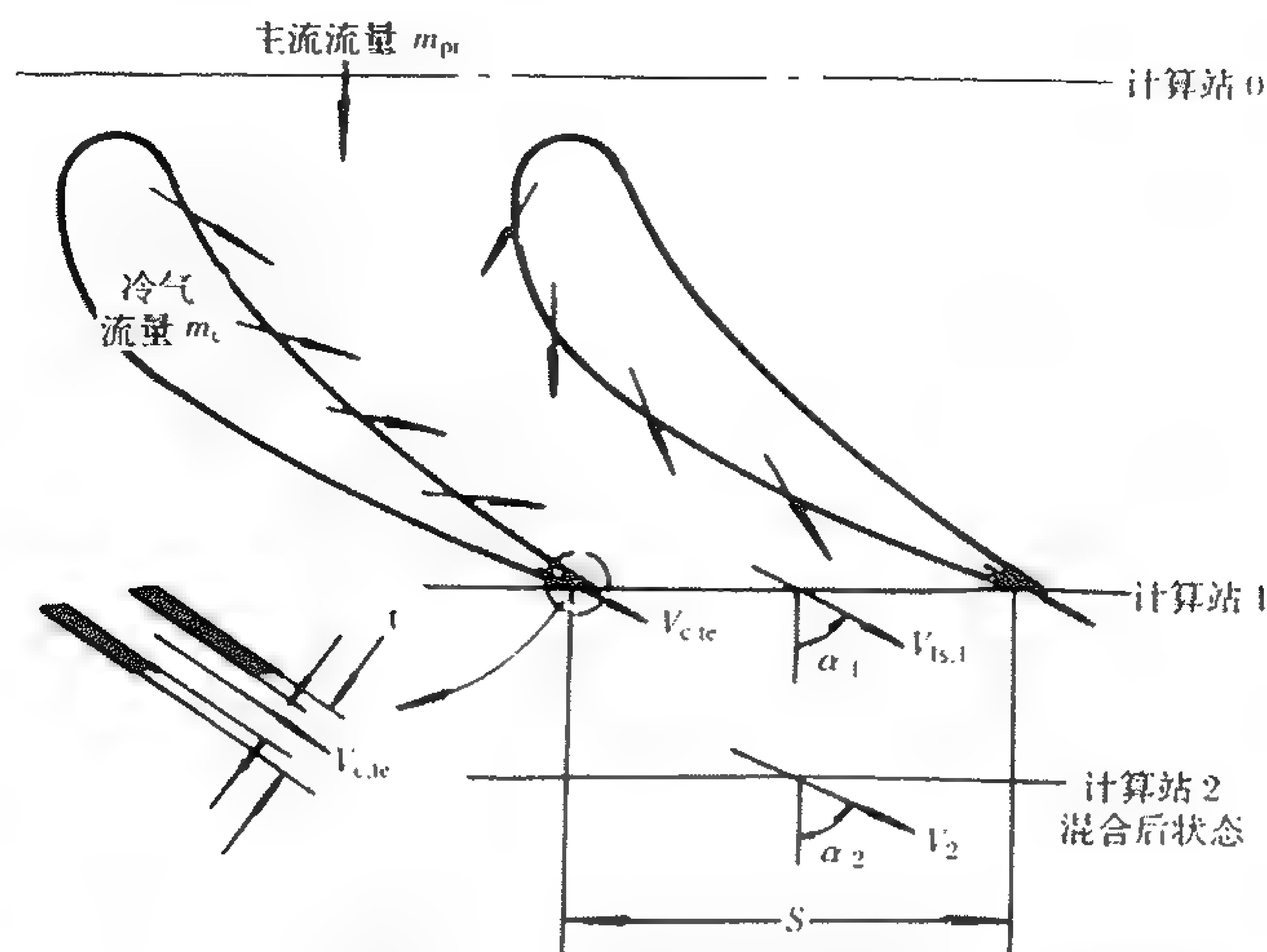


图 5－20　应用附面层积分参数计算气膜冷却叶栅性能

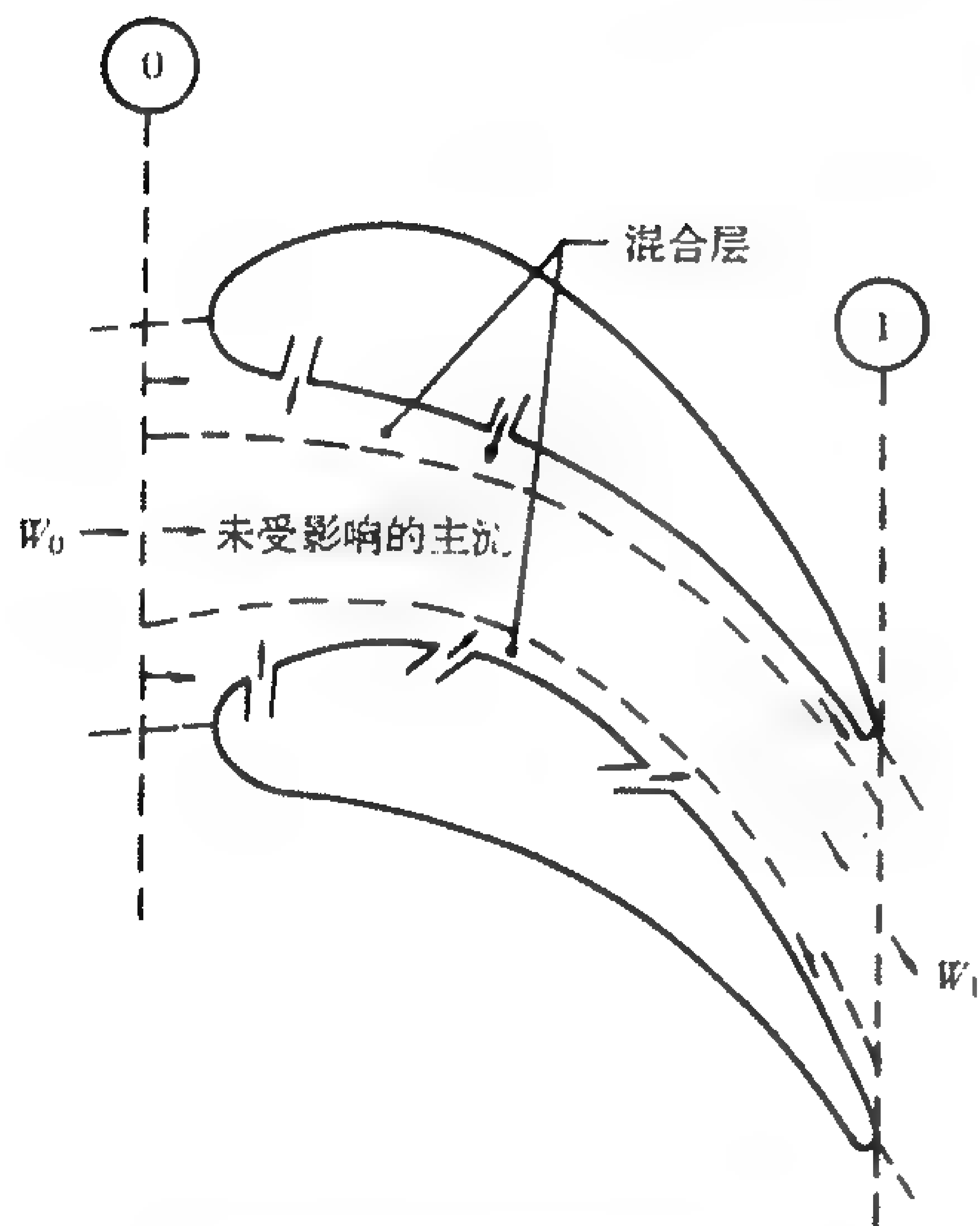


图 5－21　考虑叶型表面气膜冷却的 TOTLOS 混合层模型

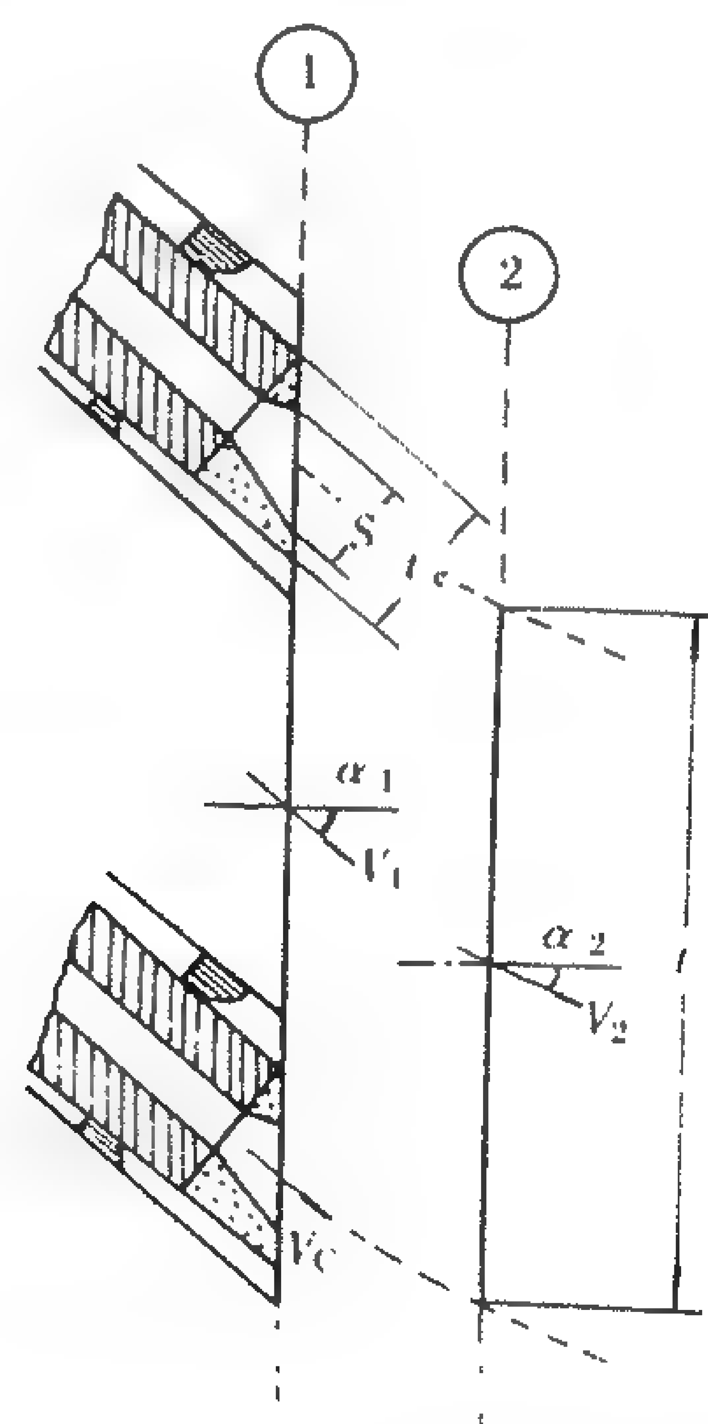


图 5－22　TOTLOS 方法尾缘混合控制体示意图

TOTLOS 方法适于吹风比较大且附面层较薄的情况。计算结果与试验结果吻合尚好。就目前情况看，多数研究者倾向于使用该方法。

以上叙述了用无粘流、附面层计算的方法来预估叶栅气动性能。另一种方法是直接求解 N－S 方程。随着计算机软、硬件的发展，粘流计算也有了很大发展，其求解方法与欧拉方程的求解方法基本相同，只是对紊流计算需加以特别关注。目前还大都是采用紊流模型来封闭方程组。

5.2.3　全三维流场计算及分析

前面着重叙述了二维叶栅分析与计算在涡轮叶片设计过程中的基础地位与作用。但是，

真实叶片中的流动并非都是沿着任意回转面流动的，更不是沿平面流动的，而是有其三维特性。因此各截面的二维叶型径向叠加成型后尚须进行三维计算校准。对于常规设计的叶片，各个截面二维绕流计算与相应的三维校核结果相比，尽管有些偏差，但偏差不大，对于大展弦比内外轮廓较平的叶片基本如此。但对于采用复合倾斜叶片和子午面轮廓收缩及扩张角较大的设计，两者差别就较为明显。

以复合倾斜叶片（图5-23）为例，与常规叶片相比，它不仅改变了径向压力分布（图5-24），更重要的是还显著地改变了叶栅的绕流分布。根部和尖部截面，吸力面马赫数普遍降低并且峰值位置后移。中部截面则增加了负荷（图5-25）。相应横向压力梯度也有较大改变，从图5-26可看出，喉部以前两端的横向压力梯度有所降低，这就削弱了产生二次流的动力源，有利于降低两端损失。从这个示例可以看出，对三维流动特征显著的叶片排进行全三维流场计算与分析的必要性。深入研究还可以进一步得出结论：为更真实地模拟流动的实际环境，考虑静、转子相互干扰周期性不稳定影响，应该进行多级非稳定三维流场的计算。

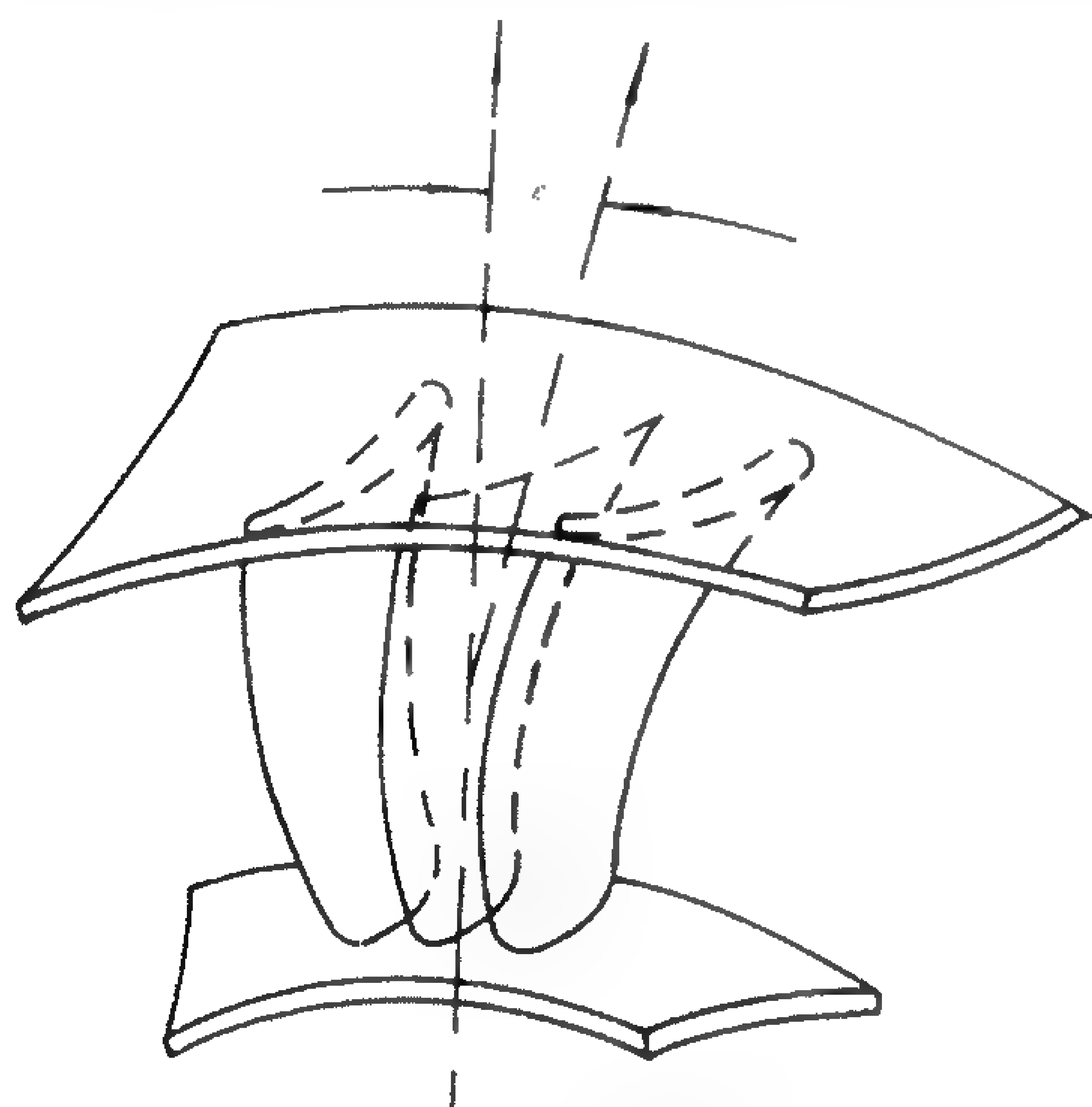


图5-23 复合倾斜叶片

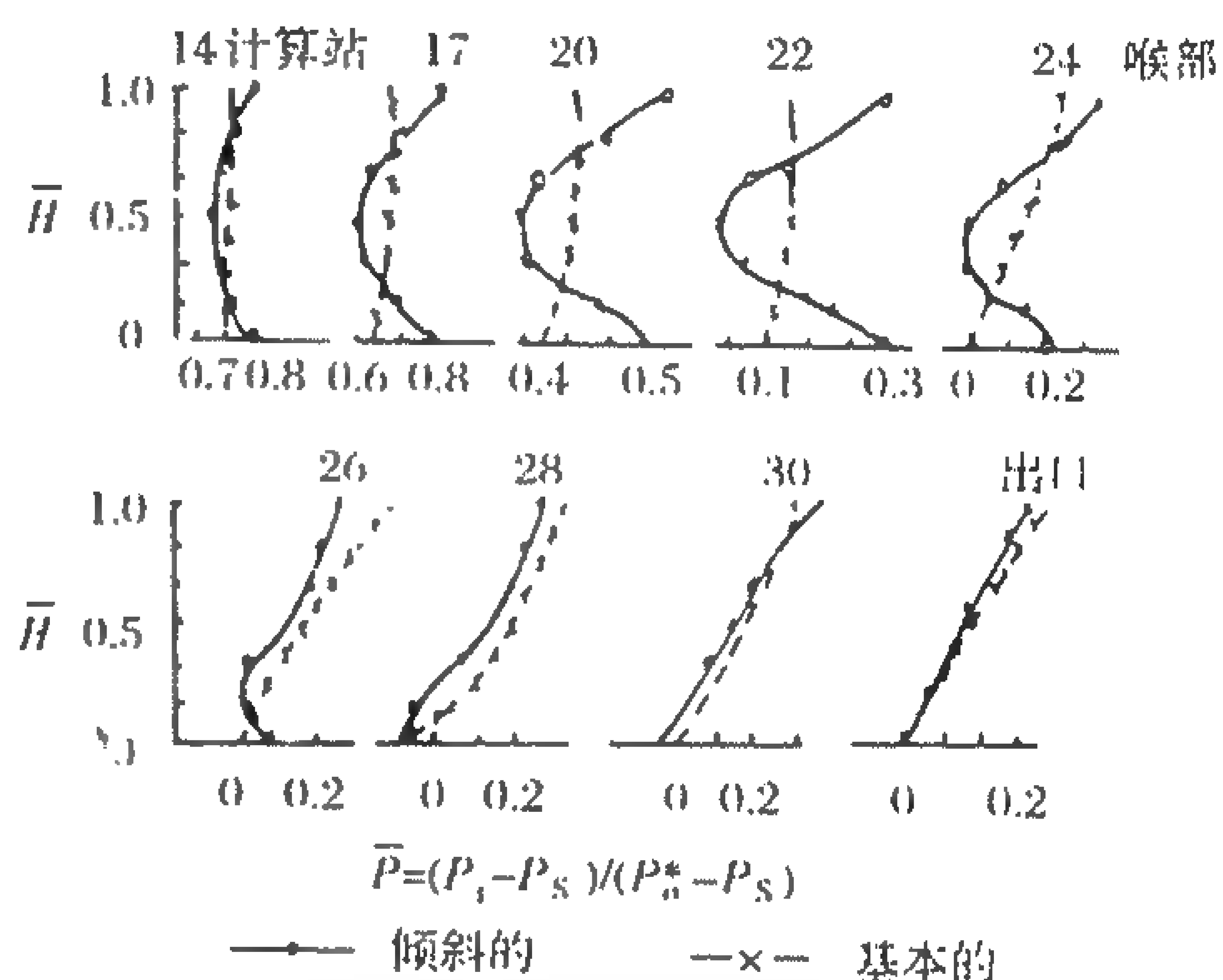


图5-24 复合倾斜和普通叶片的吸力面压力沿叶高分布

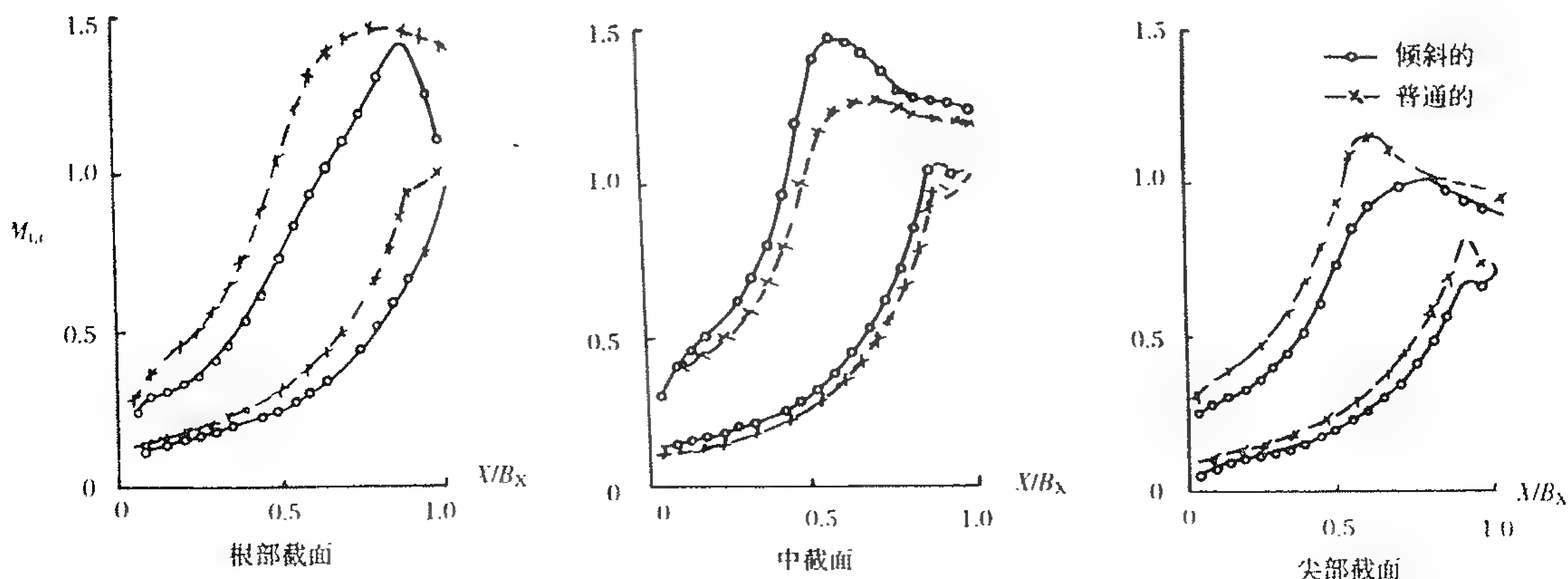


图5-25 复合倾斜和普通叶片绕流分布

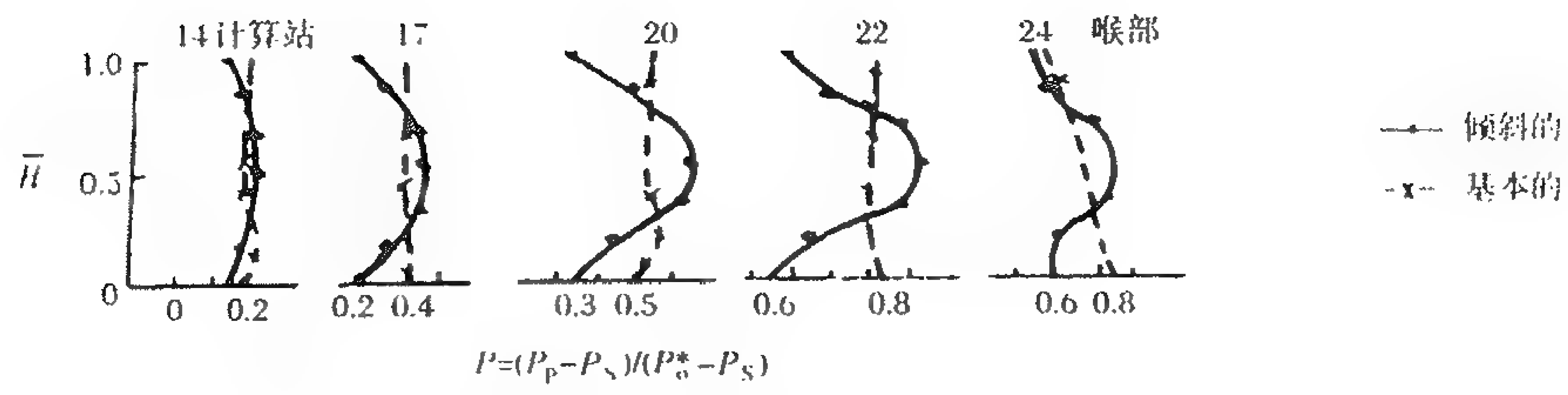


图 5－26　复合倾斜和普通叶片横向压差的变化

第6章 涡轮特性计算

6.1 考虑冷气掺混的涡轮特性计算方法

涡轮特性计算，是在已知该涡轮几何参数和设计状态气动参数后，计算其非设计状态气动参数即换算功、换算流量和涡轮效率等随状态参数变化关系的方法。采用一维流动理论，引用无量纲参数形式的诸方程进行计算，得出表征涡轮在非设计状态下的性能，并绘制出其特性曲线，供计算发动机高度、速度特性使用。

6.1.1 基本假设

(1) 平均中径上的气流参数与沿叶高气流的平均参数值相同。叶栅几何参数以中径处为准。

(2) 不考虑雷诺数 Re 的影响。

(3) 冷气掺混的相对值与设计状态相同。

(4) 绝热指数取各级平均值，假定不随温度变化。

6.1.2 求解的主要关系式

下面给出计算涡轮在非设计状态下工作时各参数的主要关系式，这些关系式，主要是依据涡轮各特征截面给出的流量方程、能量方程和状态方程等导出的，其中考虑了在设计状态下冷气掺混的相对比例在非设计状态时不变(推导从略)，常用的气动公式和速度三角形关系式不再赘述(式中下角标为 p 的参数均为设计状态参数、下角标为 kp 的参数均为工作轮刚好为临界时的参数)。

(1) 涡轮换算转速与自变量的关系式

$$\lambda_{u1} = \frac{\pi D_1 n_p \bar{n}_{hs}}{60}\sqrt{\frac{2KRT_{t0p}\dfrac{T_{t1}}{T_{t0}}}{K+1}} \tag{6-1}$$

(2) 求第1级涡轮动叶刚好处于临界状态起点的 λ_{C1} 和 λ_{u1} 计算式，此时 λ_{C1} 为工作轮处于临界状态的最小值，λ_{u1} 为最大值

$$\sqrt{\frac{K-1}{K+1}}(\lambda_{C1}\cos\alpha_1) = \sqrt{1-\left[\left[q(\lambda_{C1})\sin\alpha_1\sqrt{\frac{1}{\left(\dfrac{T_{t1}}{T_{t0}}\right)_p}}+\frac{W_{g1}\left(\dfrac{W_{C2}}{W_{g1}}\right)_p W_{\mu1}}{\alpha_{KP0}\gamma_{KP0}\sigma(\lambda_{C1})F_1}\right]\frac{F_1 W_{\mu2}}{B\sin\beta_{2P}F_2 W_{\mu1}}\sqrt{\frac{T_{tw2}}{T_{t0}}}\right]^{\frac{K-1}{K}}} \tag{6-2}$$

$$B = [\sigma(\lambda_{C1})q(\lambda_{C1})]_{kp}$$

式中：K——绝热指数；

F_1, F_2——导、动叶出口环形面积，m^2；

$W_{\mu 1}, W_{\mu 2}$——导、动叶流量堵塞系数；

W_{g1}, W_{g2}——导、动叶燃气流量，kg/s；

W_{C1}, W_{C2}——导、动叶冷气流量，kg/s。

$$\lambda_{u1} = \lambda_{C1}\cos\alpha_1 \tag{6-3}$$

(3) 求第 1 级工作轮刚好处于临界状态时可能的 λ_{u1K} 的计算式

$$\lambda_{u1K} = \lambda_{C1K}\cos\alpha_1 - \sqrt{(\lambda_{C1K}\cos\alpha_1)^2 - \frac{K+1}{K-1}\left[1 - \left\{\frac{q(\lambda_{C1K})\sin\alpha_1}{\sqrt{\left(\frac{T_{t1}}{T_{t0}}\right)_p}} + \frac{W_{g1}\left(\frac{W_{C2}}{W_{g1}}\right)_p W_{\mu 1}}{\alpha_{KP0}\gamma_{KP0}\sigma(\lambda_{C1})F_1}\right\}\frac{F_1 W_{\mu 2}}{B\sin\beta_2 F_2 W_{\mu 1}}\sqrt{\frac{T_{tW2}}{T_{t0}}}\right]^{\frac{K-1}{K}}} \tag{6-4}$$

(4) 导叶出口燃气流量计算公式

$$W_{g1} = \frac{(\alpha_{KP0}\gamma_{KP0})_P\sigma(\lambda_{C1})q(\lambda_{C1})F\sin\alpha_1 W_{\mu 1}}{\sqrt{\left(\frac{T_{t1}}{T_{t0}}\right)_P}} \tag{6-5}$$

(5) 导叶出口相对总温计算公式

$$\frac{T_{tW1}}{T_{t0}} = \left[1 + \frac{K+1}{K-1}(\lambda_{u1}^2 - 2\lambda_{u1}\lambda_{c1u})\right]\left(\frac{T_{t1}}{T_{t0}}\right)_P \tag{6-6}$$

(6) 求解动叶出口 λ_{W2} 的关系式

$$\sigma(\lambda_{W2})q(\lambda_{W2}) = \frac{q(\lambda_{C1})\frac{F_1}{F_2}\frac{\sin\alpha_1}{\sin\beta_2}\sqrt{\frac{T_{tW2}}{T_{t0}}}\left(\frac{T_{t1}}{T_{t0}}\right)^{\frac{(K+1)}{2(K-1)}}}{\left(\frac{T_{tW1}}{T_{t0}}\right)^{\frac{K}{K-1}}}\frac{W_{\mu 1}}{W_{\mu 2}}\left[1 + \left(\frac{W_{C2}}{W_{g1}}\right)_P\right] \tag{6-7}$$

$$\sigma(\lambda_{W2})q(\lambda_{W2}) = \frac{\lambda_{W2}\left(\frac{K+1}{K}\right)^{\frac{1}{K-1}}\left[1 - \frac{K-1}{K+1}\left(\frac{\lambda_{W2}}{\psi_1}\right)^2\right]^{\frac{K}{K-1}}}{1 - \frac{K-1}{K+1}\lambda_{W2}^2} \tag{6-8}$$

(7) 双级涡轮求解 λ_{C3} 和 λ_{u3} 的关系式

$$\sigma(\lambda_{C3})q(\lambda_{C3}) = \frac{m_1}{m_2}\pi_{t1}T_{t1}\sqrt{\frac{T_{t2}}{T_{t0}}}\frac{F_1}{F_3}\frac{W_{\mu 3}}{W_{\mu 1}}\frac{\sin\alpha_1}{\sin\alpha_3}\sqrt{\frac{1}{\left(\frac{T_{t1}}{T_{t0}}\right)_P}}\sigma(\lambda_{C1})q(\lambda_{C1}) + \frac{W_{g1}\left(\frac{W_{C2}}{W_{g1}}\right)_P W_{\mu 3}}{(\alpha_{KP2}\gamma_{KP2})_P F_3\sin\alpha_3} \tag{6-9}$$

$$\sigma(\lambda_{C3})q(\lambda_{C3}) = \frac{\lambda_{C3}\left(\frac{K+1}{K}\right)^{\frac{1}{K-1}}\left[1 - \frac{K+1}{K-1}\left(\frac{\lambda_{C3}}{\varphi_3}\right)^2\right]^{\frac{K}{K-1}}}{1 - \frac{K-1}{K+1}\lambda_{C3}^2} \tag{6-10}$$

式中：$m=\sqrt{\frac{K}{R}\left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}}$。

$$\lambda_{u3}=\lambda_{u1}\sqrt{\frac{\left(\frac{T_{t1}}{T_{t0}}\right)_P}{\frac{T_{t2}}{T_{t0}}}\frac{D_3}{D_1}} \tag{6-11}$$

(8)求解涡轮特性线诸参数的关系式

单级涡轮

$$\pi_T=\frac{P_{t0}}{P_{t2}}=\frac{\pi(\lambda_{W1})}{\sigma(\lambda_{C1})\pi(\lambda_{C1})\sigma(\lambda_{W2})\pi(\lambda_{W2})}\left(1-\frac{K-1}{K+1}\lambda_{C2}^2\right)^{\frac{K}{K-1}} \tag{6-12}$$

$$\overline{W}_{hs1}=\frac{\overline{W}_{g1}}{\overline{W}_{0P}}=\frac{W_{g1}\left[1-\left(\frac{W_{C1}}{W_{g1}}\right)_P\right]}{W_{0P}} \tag{6-13}$$

$$\overline{L}_{T1}=\frac{K}{K+1}2\lambda_{u1}\left[\lambda_{C1u}\left(\frac{T_{t1}}{T_{t0}}\right)+\frac{C_{2u}}{\alpha_{KP0}}\frac{D_2}{D_1}\sqrt{\left(\frac{T_{t1}}{T_{t0}}\right)_P}\right]\delta_{tP} \tag{6-14}$$

$$P_{T1}=\frac{W_{g1}C_{1u}u_1+W_{g2}C_{2u}u_2}{1000}\delta_{tp} \tag{6-15}$$

式中：δ_{tP}——设计状态涡轮动叶叶尖间隙漏气损失系数。

$$P_{Tag1}=\frac{1}{1000}\frac{K}{K-1}\left\{T_{t0P}W_{g1}\left[1-\left(\frac{P_{s1}}{P_{t0P}}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]+W_{g2}T_{sag1}\left[1-\left(\frac{P_{t2}}{P_{s1}}\right)^{\frac{K-1}{K}}\right]\right\} \tag{6-16}$$

$$\eta_{T1}=\frac{P_{T1}}{P_{Tag1}} \tag{6-17}$$

双级涡轮

$$\pi_T=\pi_{T1}\pi_{T2} \tag{6-18}$$

$$\overline{L}_T=\overline{L}_{T1}+\left(\frac{T_{t2}}{T_{t0}}\right)\overline{L}_{T2} \tag{6-19}$$

$$\overline{W}_{hs}=\overline{W}_{hs1} \tag{6-20}$$

$$P_{Tag2}=\frac{1}{1000}\frac{K}{K-1}W_{g2}T_{Tag2}\left(1-\frac{1}{\pi_{T2}^{\frac{K-1}{K}}}\right) \tag{6-21}$$

$$\eta_T=\frac{P_{T1}+P_{T2}}{P_{Tag1}+P_{Tag2}} \tag{6-22}$$

6.1.3 求解方法

6.1.3.1 输入参数

特性计算是在该涡轮设计点气动参数已知的前提下进行的，为了使计算结果准确，要输入设计状态下的各截面气动参数沿叶高平均值为该截面特征参数，如总温、总压；进口流量和各截面冷却空气与燃气量的比值；各截面的环形面积；导、动叶速度损失系数；绝对、相对马赫数和速度系数；冷气掺混影响的温度比值等。还应输入中径处的几何参数，如各排叶列的有效出气角、前缘构造角、喉部宽度与栅距的比值、叶栅相对背弧曲率半径等参数。计算截面位置，见图 6－1。

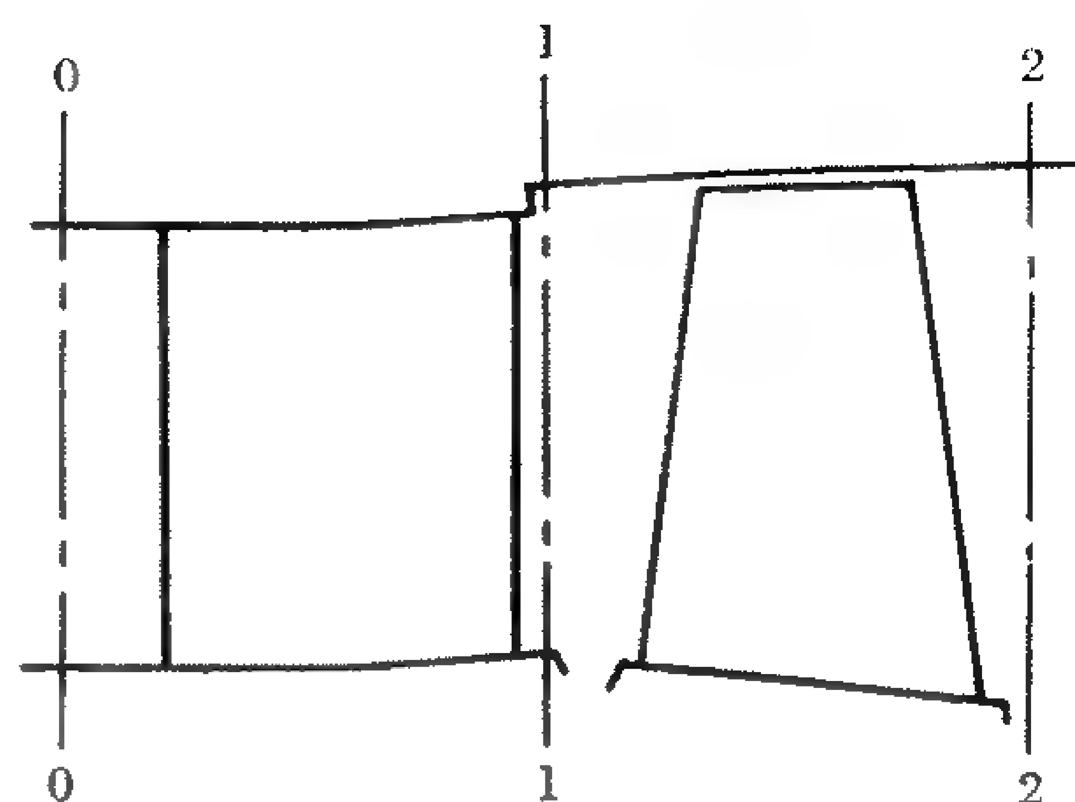


图 6－1　涡轮级流程通道及计算截面位置

6.1.3.2 求解过程

在进行涡轮特性计算前，首先要确定所计算的这个状态点，在该涡轮什么状态下工作，也就是说判断这个状态点为亚临界、临界、还是超临界状态。为了进行判断就首先要确定工作轮进入临界的边界线，此边界线是运用式(6－2)计算出工作轮刚好进入临界的 λ_{C1Kmin} 和式(6－4)计算出 λ_{C1Kmin} 对应的 λ_{u1Kmax}，然后以等量步长加大 λ_{C1K} 求解满足式(6－7)的 λ_{u1K}，所求出的各组合状态点即为工作轮刚好进入临界的边界。如果是双级涡轮则每一级都有这样一条边界线，以此边界线来划分涡轮当前计算状态的工作轮是处于亚临界状态、临界状态、还是超临界状态区的判别线(见图 6－2)，以此确定非设计状态计算自变量的组合。

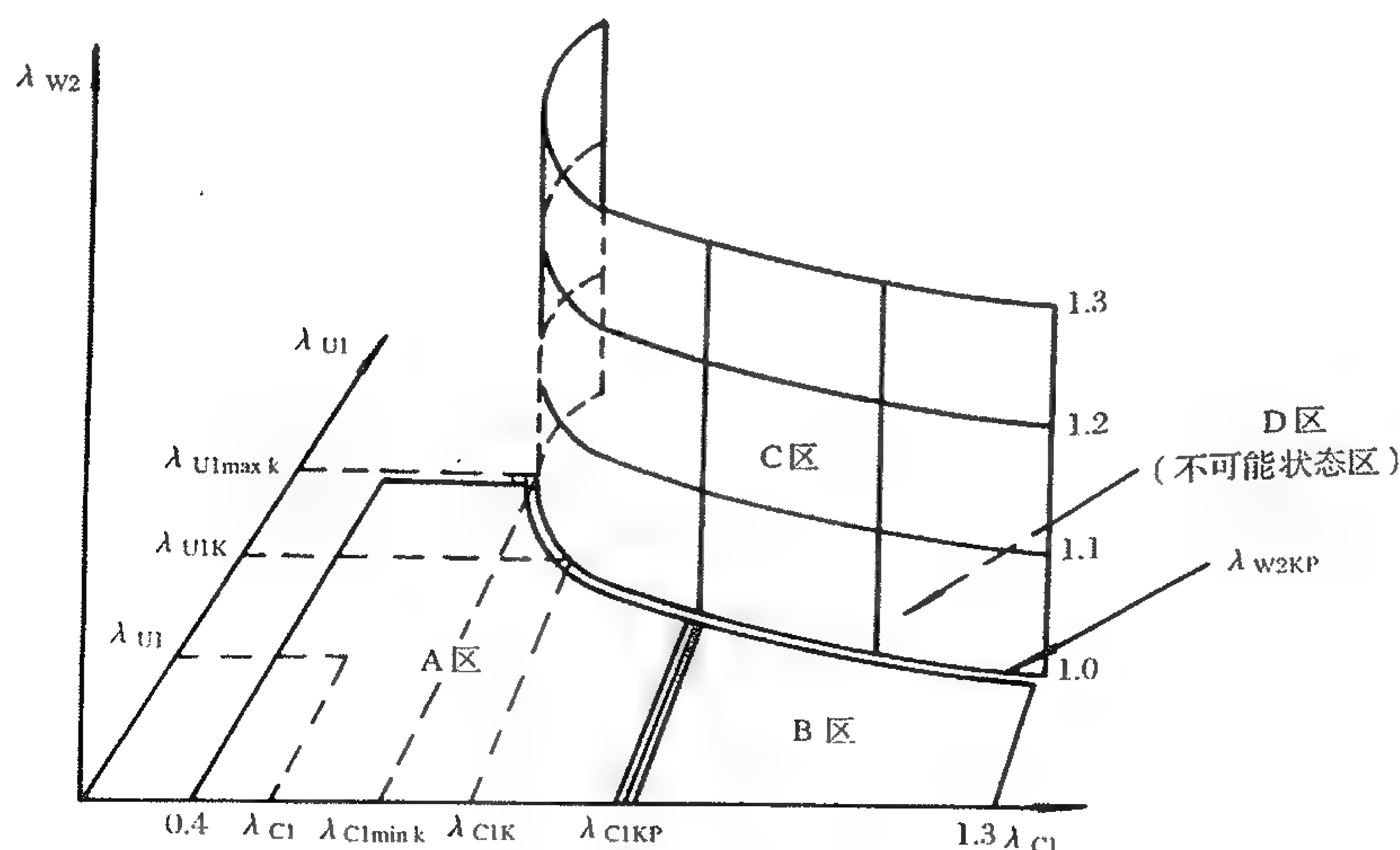


图 6－2　涡轮特性计算状态分区示意图

图中 A 区为 $\lambda_{C1} < \lambda_{C1KP}$，$\lambda_{W2} < \lambda_{W2KP}$ 的区域；B 区为 $\lambda_{C1} > \lambda_{C1KP}$，$\lambda_{W2} < \lambda_{W2KP}$ 的区域；C 区为 $\lambda_{C1} = \lambda_{C1K}$，$\lambda_{W2} > \lambda_{W2KP}$ 的区域；D 区为 $\lambda_{C1} > \lambda_{C1KP}$，$\lambda_{W2} > \lambda_{W2KP}$ 的区域，该区是不可能存在的区域。

对于单级涡轮，当工作轮为亚临界和临界时，将 λ_{C1} 和 $\bar{n}_{hs}$ 作如下组合进行计算：

$$\lambda_{C1} = 0.4, 0.5, \cdots\cdots \lambda_{C1KP}, 1.0, 1.1, \cdots\cdots, 1.4$$

$$\bar{n}_{hs} = 0.5, 0.6, \cdots\cdots, 1.1$$

用式(6－1)将 $\bar{n}_{hs}$ 转换成 λ_{u1}，组成相应的[λ_{C1}，λ_{u1}]自变量，对各个状态进行计算，计算时应用本文中的主要关系式以及状态方程、气动函数、速度三角形关系式等，求出 λ_{C1u}，λ_{C1a}，T_{tW1}/T_{t0}，T_{tW2}/T_{t0}，β_1，λ_{W1}，M_{W1}，T_{s1}，W_1，M_{W2}，β_2，λ_{W2}，φ，ψ，$\sigma(\lambda_{W2})$……。在利用式(6－7)、(6－8)求解 λ_{W2} 时，内含 β_2 和 ψ。因马赫数和攻角的变化，会引起落后角和 ψ 的变化，所以要随时修正落后角和 ψ，迭代求出 λ_{W2}。求解过程中，对于每一步长的 λ_{C1} 和对应的 λ_{u1} 都要根据工作轮临界线判别工作轮是否进入临界状态。当工作轮进入临界状态时，工作轮进口以前的参数均固定不变。当工作轮为超临界状态时，必须改用 λ_{u1} 和 λ_{W2} 为自变量进行工作轮超临界状态的特性计算。否则人为地继续加大 λ_{C1} 的计算，涡轮将进入不可能的状态区(图6－2)。针对不同状态，马赫数的变化对叶栅出气角及流动损失都有不同的影响，必须及时修正攻角和马赫数的变化对损失系数的影响，同时根据落后角的变化修正出气角。对于不同的涡轮，当工作轮进入临界和超临界状态时，导向器可以是亚临界、临界、或超临界状态，这取决于工作轮临界线的特点。

在进行双级涡轮特性计算时，仍以第1级涡轮各个[λ_{C1}，λ_{u1}]的组合为自变量，首先进行第1级特性计算，其方法与单级涡轮特性计算方法相同。然后以式(6－9)、(6－10)求出 λ_{C3} 和式(6－11)求出 λ_{u3}(即第2级 λ_{C1} 和 λ_{u1})，组成相对应的[λ_{C3}，λ_{u3}]状态点。计算第2级涡轮的工作轮为亚临界状态时的特性，计算过程中同样要对 α_3，φ 进行迭代求解，即考虑落后角的变化对出气角的修正以及攻角和马赫数的变化对损失系数的修正。对于双级涡轮，两级之间相互制约，有很大的限制，因而要进行下列判断，以保证所有计算状态均为涡轮实际存在的状态。

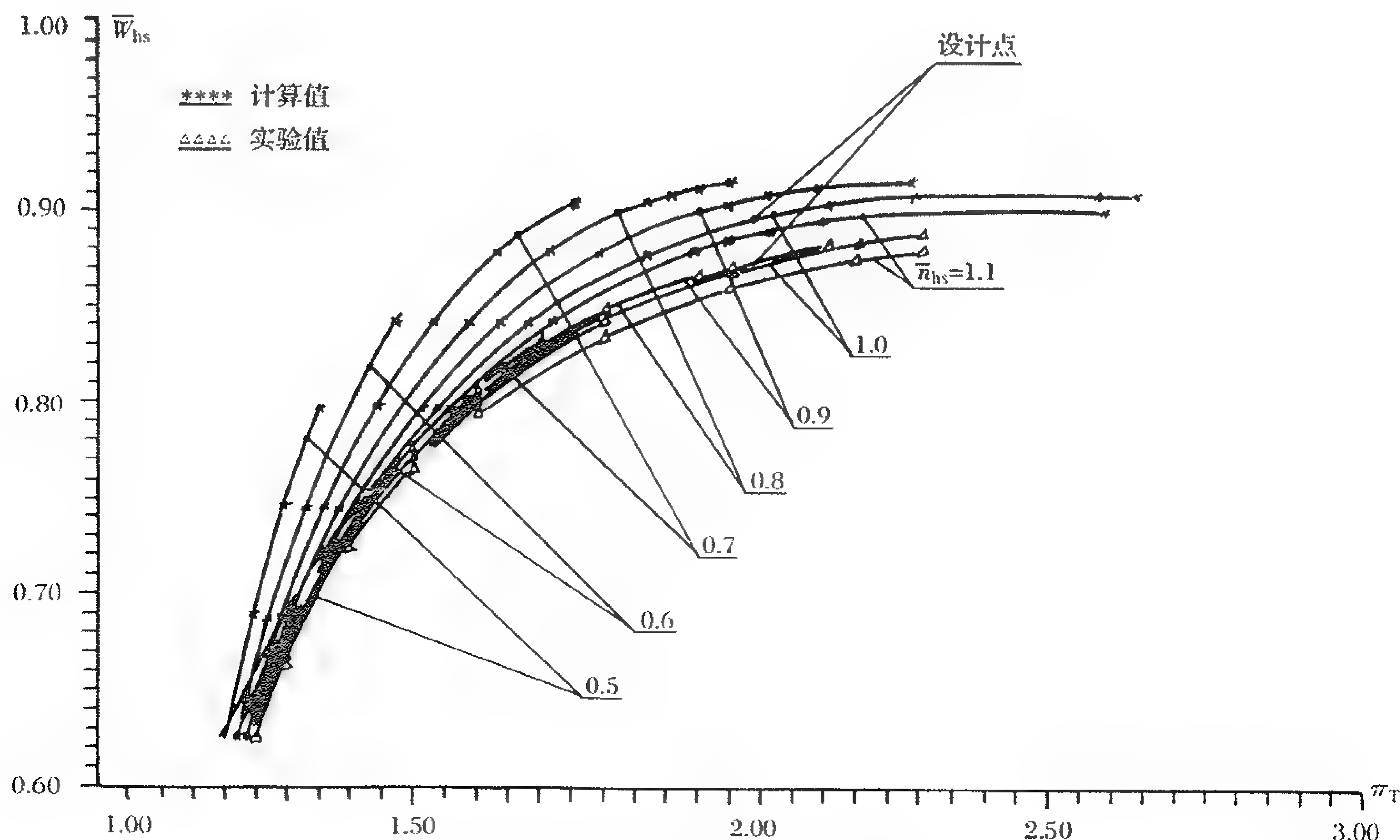


图6－3　某双级涡轮流量特性线

(1) 若 $\lambda_{C3} > \lambda_{C3KP}$，即第 2 级导叶处于超临界状态，则对应的第 1 级状态的特性计算无效。因为此时对于第 1 级涡轮来说为“超堵塞”状态。

(2) 若 $\lambda_{C3} > \lambda_{C3minK}$，则要判别对应于 λ_{C3} 的 λ_{u3} 是否大于 λ_{u3K}。若是，则该状态的特性计算无效，因为此时第 2 级已进入不可能状态区，即图 6-2 中的 D 区。

通过上述几项判别，说明第 1 级与第 2 级涡轮的特性相互制约并对应存在，组成双级涡轮特性。

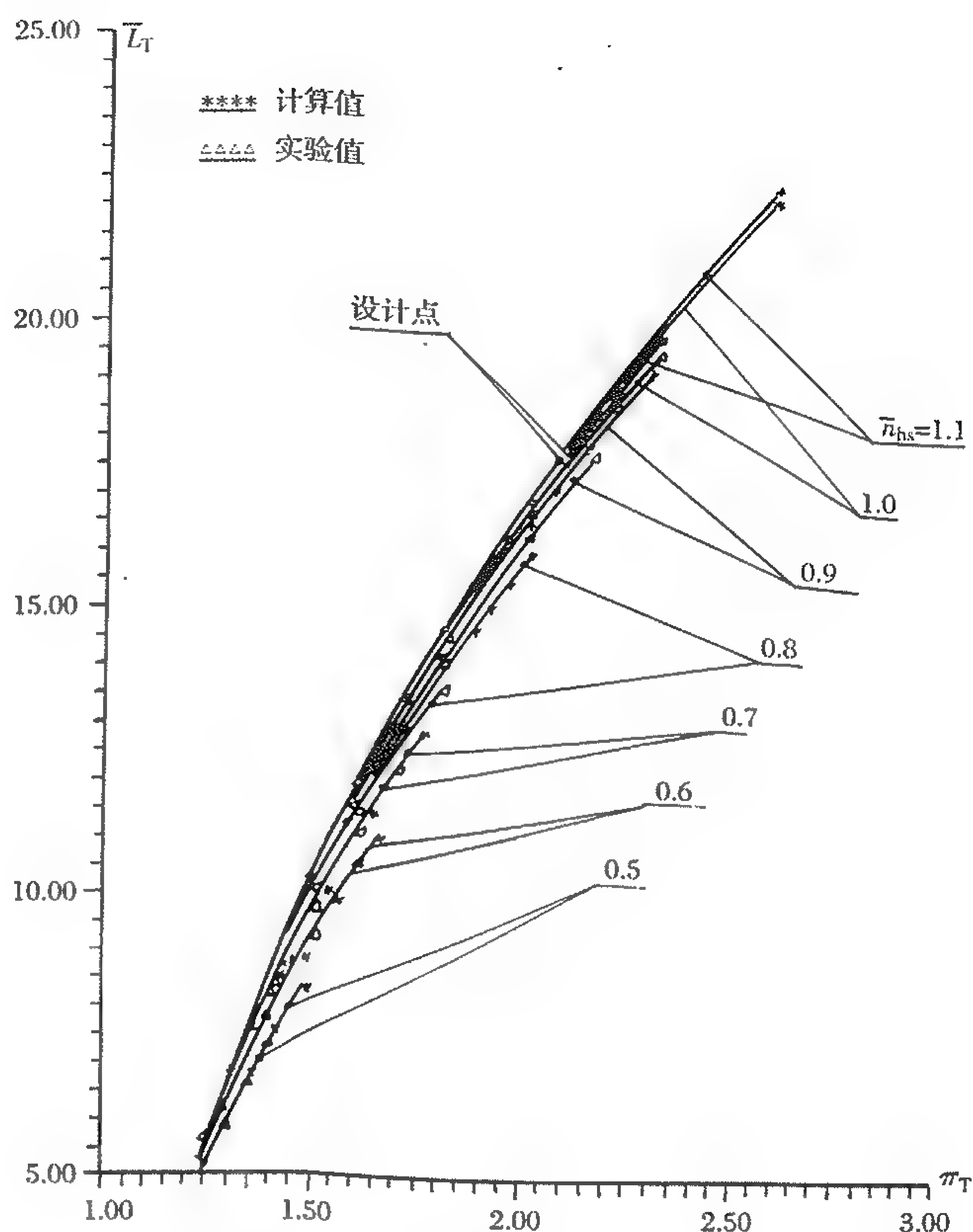


图 6-4　某双级涡轮功率特性线

至此，双级涡轮特性并未算完，第 2 级涡轮还可继续膨胀使工作轮进入临界和超临界状态。此时，第 1 级导、动叶及第 2 级导叶的气流参数均不再变化并固定为第 2 级工作轮在临界状态的数值。在计算工作轮超临界状态特性时，须将第 2 级的 λ_{C3} 和 λ_{u3} 改为 λ_{u3} 和 λ_{W4} 作为自变量(取 $\lambda_{W4}=1.0, 1.1, \cdots\cdots, 1.4$)，计算第 2 级涡轮的参数和第 2 级涡轮的特性参数。最后用式(6-18)～(6-22)计算双级涡轮的总特性。图 6-3～图 6-5 给出了某双级涡轮特性计算的结果。

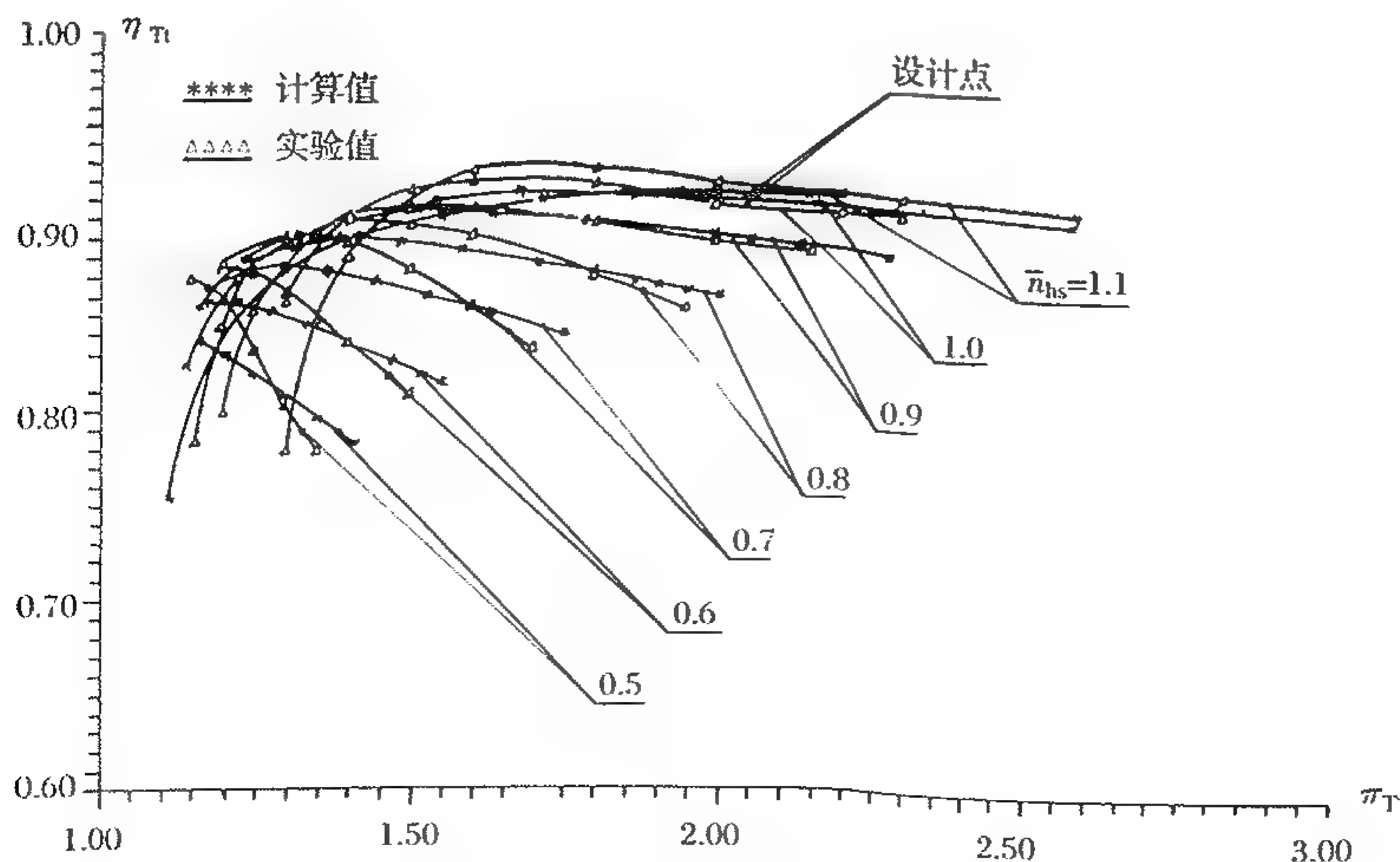


图 6-5　某双级涡轮效率特性线

6.2 叶片出口气流角的确定

燃气流过涡轮叶栅时,其出气角总是满足

$$\alpha_1 或(\beta_2) = \sin^{-1}(\frac{a}{t}) + \Delta\alpha_1 + \delta$$

$$\delta = \alpha_{1ef} + \alpha_1 + \delta_x$$

式中,$\Delta\alpha_1$——落后角;

δ——叶栅斜切口超声速气流折转角。

在进行特性计算时,已知 a/t 值,为求 α_1(或 β_2)值,必须给定 $\Delta\alpha_1$ 和 δ 的计算方法,随着涡轮工作状态的改变,燃气流过涡轮叶列时气流的落后角会发生变化,这里给出了常用的落后角计算方法:

当 M_{C1}(或 M_{W2})$\leqslant 0.5$ 时,

$\Delta\alpha_1$(或 $\Delta\beta_2$)$=(\Delta\alpha_1)_{0.5}$;

$\delta = 0°$。

当 $0.5 < M_{C1} \leq 1.0$ 时,

$\Delta\alpha_1 = (\Delta\alpha_1)_{1.0} + 2(1 - M_{C1})[(\Delta\alpha_1)_{0.5} - (\Delta\alpha_1)_{1.0}]$;

$\delta = 0°$。

式中,$(\Delta\alpha_1)_{0.5} = 0.0001\alpha_{1ef}^3 - 0.00925\alpha_{1ef}^2 + 0.4135\alpha_{1ef} - 4.42875 + 4.2(t/\bar{\rho})$;

$(\Delta\alpha_1)_{1.0} = C_1 + C_2\alpha_{1ef} + C_3\alpha_{1ef}^2 + C_4\alpha_{1ef}^3$。

当 $t/\bar{\rho} = 0.0 \sim 0.3$ 时,

$$C_1 = 7.29167(t/\bar{\rho})^3 + 3.65625(t/\bar{\rho})^2 - 4.91979(t/\bar{\rho})$$

$$C_2 = 1.43056(t/\bar{\rho})^3 - 1.11875(t/\bar{\rho})^2 + 0.812153(t/\bar{\rho})$$

$$C_3 = -0.125(t/\bar{\rho})^3 + 0.06375(t/\bar{\rho})^2 - 0.025875(t/\bar{\rho})$$

$$C_4 = 0.002778(t/\bar{\rho})^3 - 0.00125(t/\bar{\rho})^2 + 0.0003139(t/\bar{\rho})$$

当 $t/\bar{\rho} > 0.3 \sim 0.6$ 时,

$$C_1 = 1.45833(t/\bar{\rho})^3 - 10.75(t/\bar{\rho})^2 + 8.46453(t/\bar{\rho}) - 2.4325$$

$$C_2 = -0.152778(t/\bar{\rho})^3 + 1.61667(t/\bar{\rho})^2 - 0.885972(t/\bar{\rho}) - 4.306$$

$$C_3 = 0.025(t/\bar{\rho})^3 - 0.08(t/\bar{\rho})^2 + 0.04475(t/\bar{\rho}) - 0.0123$$

$$C_4 = -0.0005533(t/\bar{\rho})^3 + 0.0011337(t/\bar{\rho})^2 - 0.0006946(t/\bar{\rho}) + 0.00016$$

当 M_{C1}(或 M_{W2})>1.0 时,

$$\alpha_1 = \alpha_{1ef} + (\Delta\alpha_1)_{1.0} + \delta$$

式中:$\delta = \sin^{-1}\left[\dfrac{\frac{a}{t}}{q(\lambda_{C1})}\right] - \sin^{-1}\left(\dfrac{a}{t}\right)$;

α_{1ef}——有效出气角;

$\bar{\rho}$—叶型的相对背弧曲率半径。

6.3 损失修正方法

6.3.1 设计状态的损失

设计状态的损失模型见本册 3.5“涡轮中的损失和计算”。

6.3.2 攻角对损失的影响及修正

在对某一涡轮进行特性计算时，已知该涡轮设计状态下各叶列的速度损失系数，在宽广的非设计工作状态范围内，导叶和动叶的攻角会发生很大的变化，某些状态为负攻角，某些状态为正攻角，其中某些非设计状态的攻角会偏离设计攻角达十几度，甚至个别状态可达几十度。偏离设计攻角如此之大，势必引起叶列的损失急剧变化，因此在特性计算时必须对叶列的速度损失系数 φ_P 和 ψ_P 进行修正。相对速度损失系数 $\bar{\psi}=\psi/\psi_P$（或 $\bar{\varphi}$）随相对攻角 $\bar{i}$ 的变化，见图 6－6。修正的方法如下：

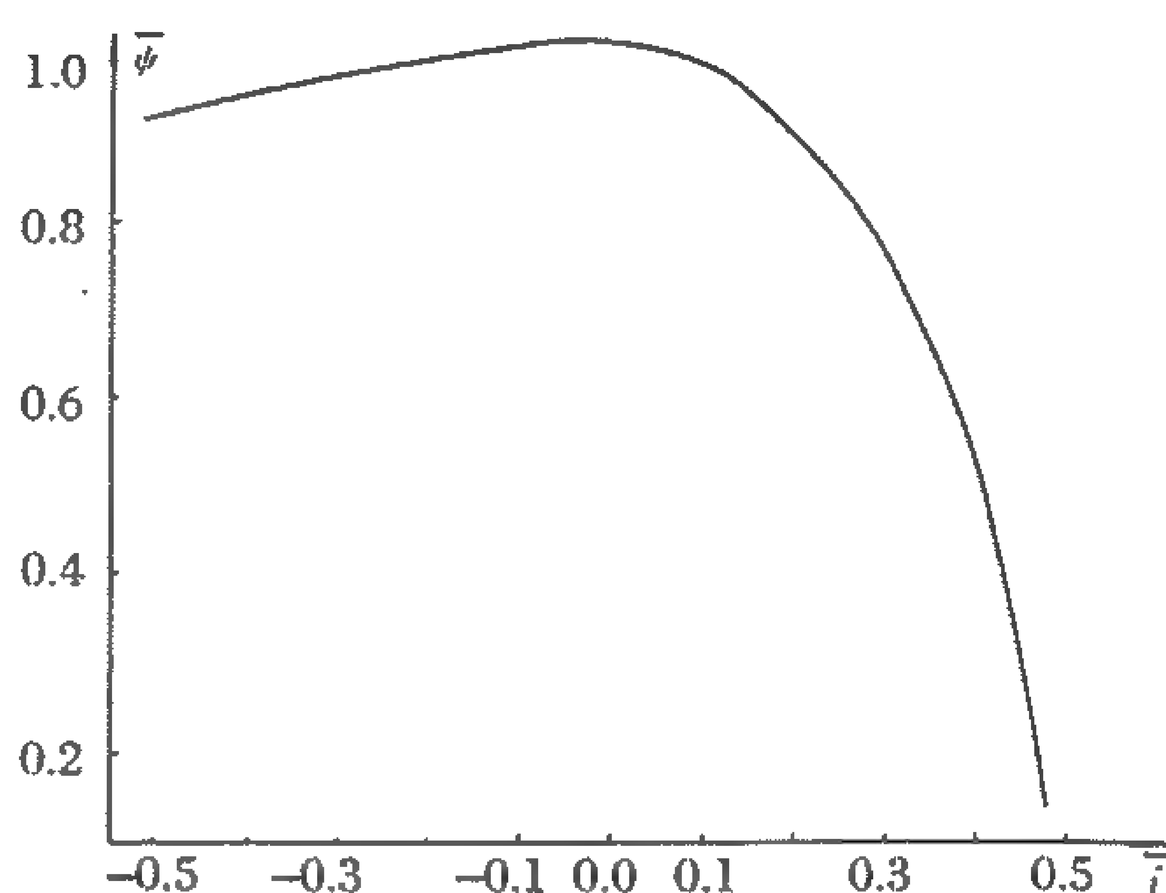


图 6－6 速度损失系数随相对攻角变化曲线

当 $0\leq\bar{i}\leq0.50$ 时，

$$\psi=\psi_P(1-0.056\bar{i}-1.173\bar{i}^2-5.88\bar{i}^3)$$

当 $-0.08\leq\bar{i}\leq0.0$ 时，

$$\psi=\psi_P$$

当 $-0.50\leq\bar{i}\leq-0.08$ 时，

$$\psi=\psi_P(0.999144+0.0319\bar{i}-0.265\bar{i}^2)$$

式中，$\bar{i}=\dfrac{\beta_{1P}-\beta_1}{\dfrac{\beta_{1K}}{\beta_{2K}}(\beta_{1K}+\beta_{2K})}$。

6.3.3 马赫数对损失的影响及修正

在非设计状态下，随着膨胀比的增大，导叶出口或动叶出口马赫数 M_{C1} 或 M_{W2} 会随之增大，甚至会增大很多，此时必将使叶列产生附加损失。设计状态时的 φ_P,ψ_P 也就不能反映当前状态下的叶列损失，必须对其进行修正。叶列的速度损失系数 φ（或 ψ）随马赫数 M 的变化，见图 6－7、图 6－8，修正计算方法如下：

（1）对于设计状态为亚声速的涡轮

当 $M_C\leqslant0.90$ 时，

$$\varphi=\varphi_P$$

当 $M_C>0.90$ 时，

$$\varphi=\sqrt{1-(1-\varphi_P^2)[1+10(M_C-0.90)^2]}$$

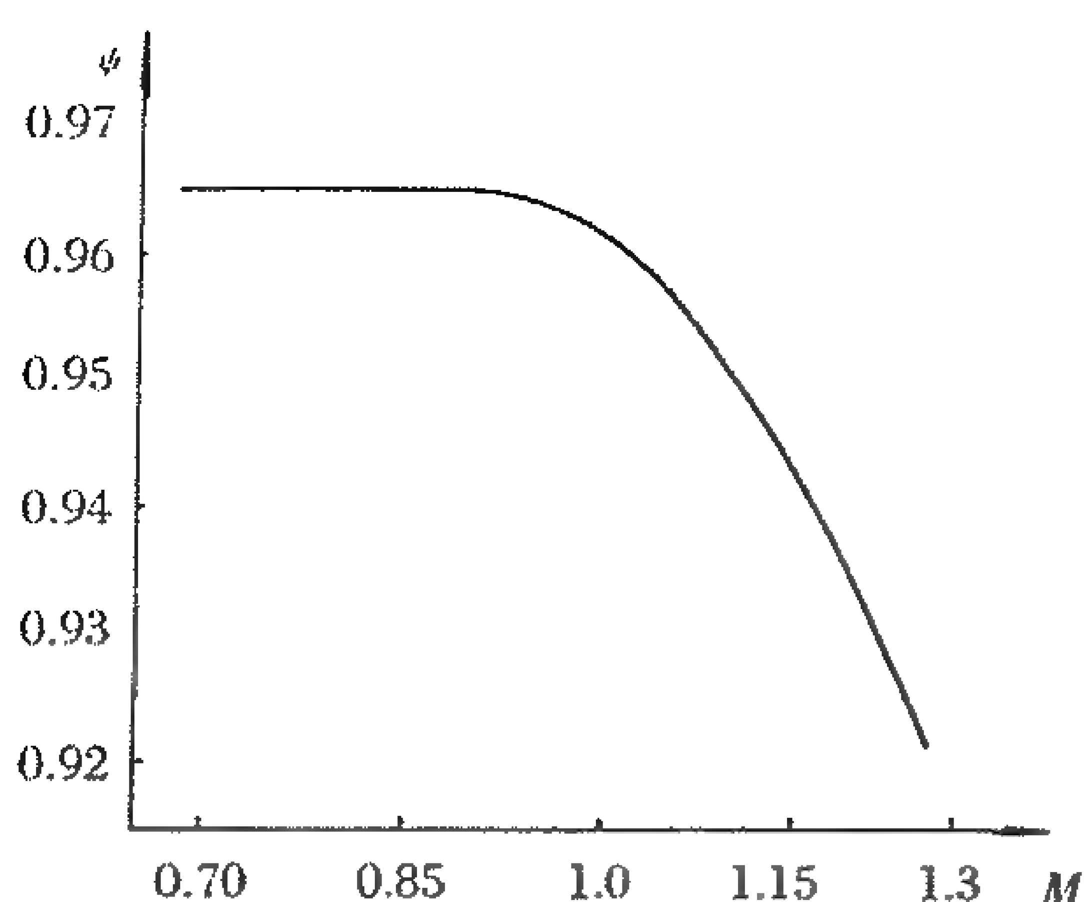


图6-7 设计状态为亚声速涡轮马赫数对损失修正曲线

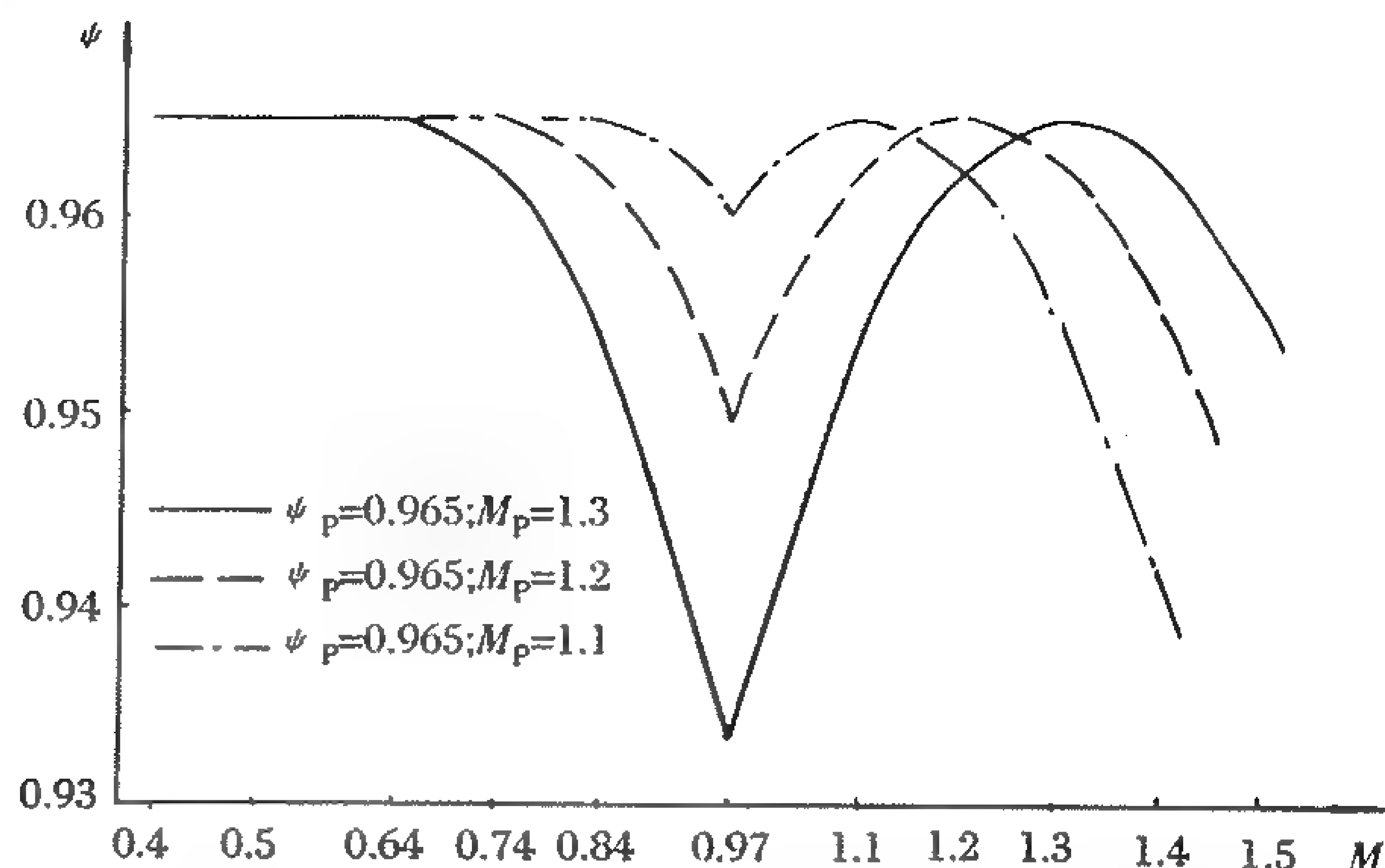


图6-8 设计状态为跨声速涡轮马赫数对损失修正曲线

(2) 对于设计状态为跨声速的涡轮

当 $0.97 < M_C \leqslant M_{CP}$ 时，

$$\varphi = \sqrt{1-(1-\varphi_P^2)[1+8(M_C-M_{CP})^2]}$$

当 $(1.94-M_{CP}) \leqslant M_C \leqslant 0.97$ 时，

$$\varphi = \sqrt{1-(1-\varphi_P^2)\{1+8[M_C-(1.94-M_{CP})]^2\}}$$

当 $M_C < (1.94-M_{CP})$ 时，

$$\varphi = \sqrt{1-(1-\varphi_P^2)\{1+[M_C-(1.94-M_{CP})]^2\}}$$

当 $M_C > M_{CP}$ 时，

$$\varphi = \sqrt{1-(1-\varphi_P^2)[1+7(M_C-M_{CP})^2]}$$

6.4 考虑冷气掺混的一维涡轮特性计算程序介绍

本程序是对几何参数和设计状态气动参数已知的涡轮，计算其非设计状态下表征涡轮气动性能的换算功、换算流量和涡轮效率随状态参数变化的关系，采用一维流动理论和方法而编制的 FORTRAN 语言程序。考虑了各非设计状态下冷气掺混的影响；亚声速、跨声速涡轮攻角和马赫数对损失的影响；落后角的变化以及多级涡轮特性级间的相互关系。因此，可用于亚声速、跨声速、有冷却、无冷却、单级、多级涡轮的特性计算。程序的计算流程见图6-9。

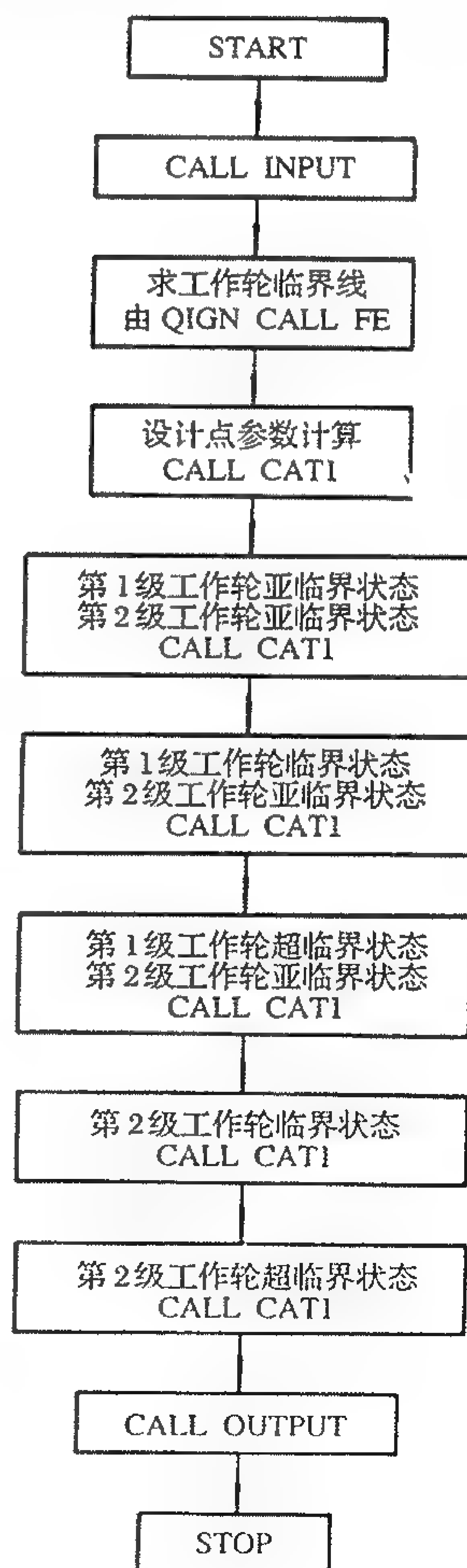


图6-9 考虑冷气掺混的一维涡轮特性计算程序流程

第 7 章　非设计状态的涡轮气动计算

在涡轮设计时，涡轮流道几何尺寸及气流参数，是根据发动机在飞行包线范围内，在某一特定飞行状态下的气动热力参数及一些特殊约束条件设计计算出来的。该计算状态通常称为涡轮设计状态。一般来说，涡轮设计状态是选在飞行高度 $H=0$、飞行速度 $M=0$ 的地面台架发动机最大转速状态。当然，根据飞行包线及不同机种的工作特点和要求，也可选在其他飞行状态。

在设计状态下，涡轮气动计算根据发动机总体性能给定的涡轮热力参数(涡轮进口燃气总压 P_{t0}、涡轮进口燃气总温 T_{t0}、涡轮进口燃气流量 W_{g0})、各转子的转速 n(与压气机气动设计协调确定)、功率 P 或涡轮膨胀比 π_t 及其他一些限定条件(如涡轮流道的轴向长度 L_T、最大直径 D_{max}等)来进行的。按合理的流道、最佳的叶型叶栅和气动参数来优化设计涡轮的气动流动过程，力求流经各叶栅的气流不发生分离，使之流动损失最小，涡轮效率最高，并为涡轮结构的合理设计和结构质量最轻创造有利条件。

但是，涡轮不可能一直稳定在设计状态下工作，在飞行包线范围内，发动机工作状态不断改变，流经涡轮的燃气流量 W_g、进口燃气总压 P_{t0}、进口燃气总温 T_{t0}和各转子的转速 n 都会不一样，涡轮的工作状态也随之发生相应变化，因此，这种不在涡轮设计状态下工作的状态称为涡轮非设计状态。

为了保证发动机零组件在整个飞行包线范围内工作可靠，必须进行温度场、应力应变、强度和寿命等分析计算，为此需要提供相关的涡轮气动参数。通常，在飞行包线范围内，选择几个具有代表性的发动机工作状态进行强度与寿命考核。例如：图 7－1 为一典型的发动机飞行工作包线，为了计算发动机各零组件的静强度，选择了下列 6 种工作状态：

(1) 地面台架状态。在发动机及其部件设计时，往往选此状态为设计状态，计算零组件在此状态下的强度，可为发动机的台架调试提供强度依据。

(2) 最大气动负荷状态，即地面最大马赫数状态。此时，发动机的空气流量和进气压力最大，因此，发动机气动负荷也最大。

(3)、(4) 最大热负荷状态，也称最高温度状态，即高空大马赫数状态。这时，发动机的进气温度最高，发动机各零组件都处在较高的温度下工作。因为温度高，材料的机械性能下降。其中，(3)的气动负荷比(4)大，而(4)的高温部件的壁温又较(3)为高，故这两种状态都要考核。

(5)、(6) 最小气动负荷状态，即高空小马赫数状态。这时，发动机的气动负荷最小。在计算叶片强度时，此状态的气动补偿弯矩最小，故必须考虑。

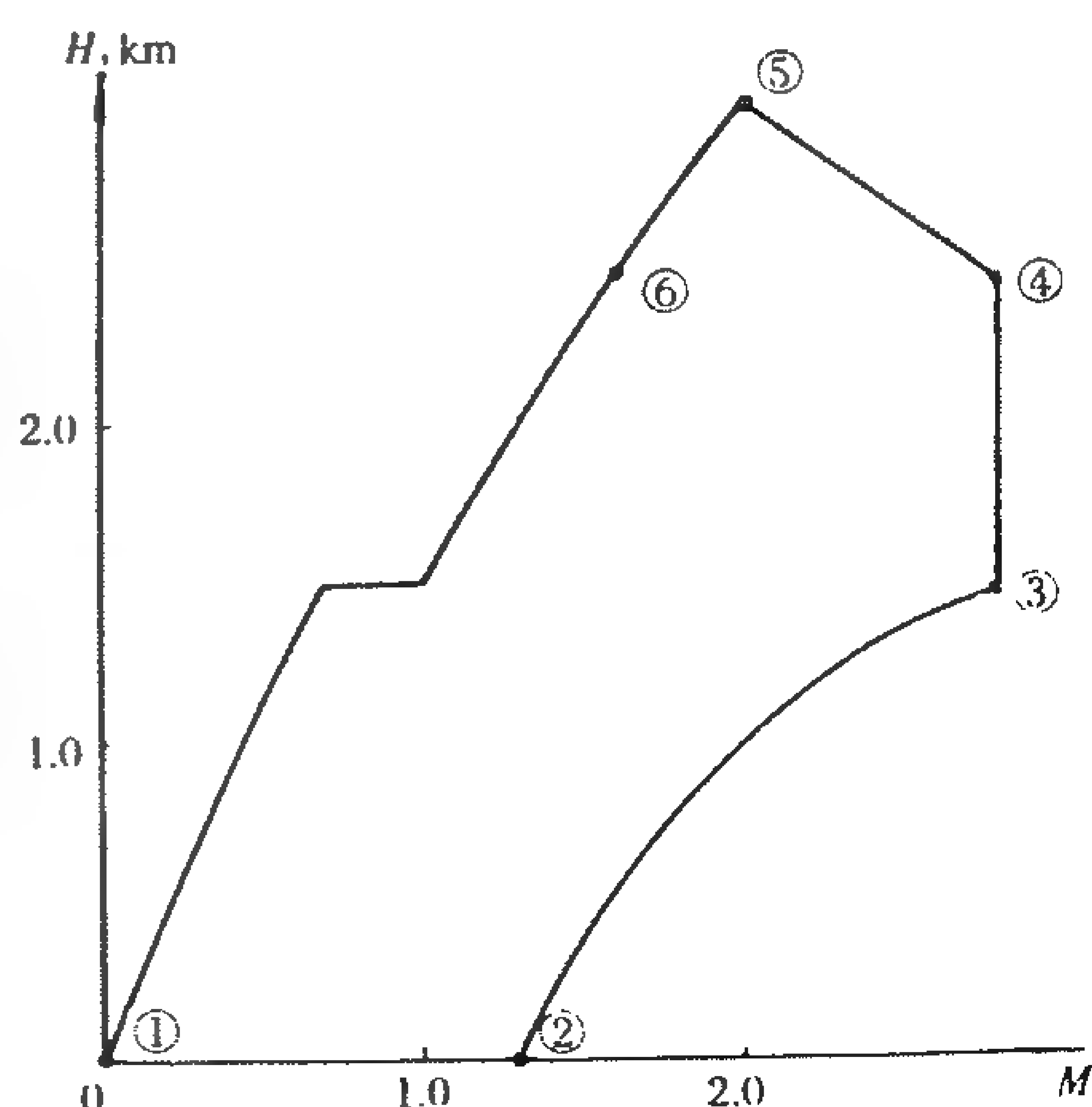


图 7－1　典型的发动机工作包线

另外，为考虑零件材料的蠕变强度性能，有时要选择长、短蠕变分界状态。

为对发动机零组件进行寿命分析计算，还要选择空中及台架慢车状态、巡航工作状态及其他工作状态。

通常，对于军用发动机，由于其飞行包线范围较大，飞行状态变化多，工作条件恶劣，因此，选定强度与寿命分析的工作状态较多。而对于民用发动机，相对来说，其飞行包线较窄，主要在巡航状态下工作，故选定的工作状态较少。当然，对于军用、民用发动机，由于其使用任务的不同，对发动机各零组件的强度裕度和使用寿命的要求也是不一样的。

对于涡轮来说，上述选定的各工作状态一般都不同程度地偏离涡轮设计状态，为此，要对这些工作状态进行涡轮非设计状态的气动计算。

表征所有工作状态（包括设计状态及非设计状态）下的涡轮特征性能参数的计算已在第6章涡轮特性计算中予以详细阐述。本章所述的非设计状态涡轮气动计算主要是针对上述零组件各强度和寿命分析计算需要的工作状态，进行涡轮气动计算并提供相关的涡轮气动热力参数。

7.1　计算依据

7.1.1　原始数据

在飞机整个飞行包线范围内，根据发动机各零组件的热分析、强度计算、寿命分析及其他计算分析的需要，选择具有代表性的发动机工作点，由总体性能计算提供这些工作点的总体气动参数作为非设计状态的原始数据，进行各部件的非设计状态气动计算，得出各工作点的气动参数。

对于涡轮非设计状态气动计算，除已知设计状态的涡轮全部气动参数及几何参数外，应提供各非设计状态的下列参数：

涡轮进口燃气总压 P_{to}；

涡轮进口燃气总温 T_{to}；

涡轮进口燃气流量 W_{go}；

涡轮各转子转速 n；

涡轮各转子功率 P（或涡轮膨胀比 π_t）；

涡轮各排叶片及其轴向间隙的冷气流量（或冷气流量系数）。

为确定燃气的比热比，需须提供各状态的燃烧室的燃油系数（或余气系数）。

如果须要进行涡轮三维正问题气动计算，应提供涡轮进口燃气温度场及压力场。

7.1.2　气动状态相似准则及相似状态的判断

气体动力学的相似理论在涡轮机械中已得到了广泛应用。对于一种设计给定几何尺寸或几何形状相似的涡轮，亦即实物涡轮在保持与设计涡轮几何相似（原型或按一定比例放大或缩小）的条件下，运动相似（速度场相似）和动力相似（压力场和温度场相似，相应来说，即压力、粘性和惯性力相似）的涡轮工作状态叫做涡轮气动相似状态。

根据气体动力学理论分析得知，对于几何相似的涡轮，为保证气流流动过程的相似，必须保证相似准则数相等。在涡轮机中，对于粘性和非绝热的定常流动，通常，取下列无因次量作

为相似准则数：

表征气流可压缩性影响的马赫数准则　$M_c = c / \sqrt{kRT_s}$

表征气流工质性质的比热比　$k = c_p / c_v$

表征涡轮速度图的参数　u / c

表征气流惯性力和粘性力作用的雷诺数准则　$Re = \rho cL / \mu$

表征地球引力作用于气体上的弗劳德(Froude)准则 $Fr = c^2 / Lg$

表征气流热交换影响的贝克来(Peclet)准则 $Pe = c_p \rho cL / \lambda$

应该指出，要完全满足气流流动的相似条件，即同时全部满足上述的相似准则是很困难的，甚至是不可能的。所以在实际应用中，在保证某些最重要的准则，即对气流流动起主导作用的准则数彼此相等的条件下，忽略一些对气流流动起次要作用的准则数，以达到气流流动过程的基本相似。

在涡轮机械中，地球引力对气流的影响很小，因此，弗劳德准则 Fr 可以不予考虑。

比热比 k 主要取决于燃气的温度和成分。在目前实用涡轮的燃气温度范围内，对于实用的燃油，k 值虽然有所差异，但不是很大。一般情况下，可以近似把 k 值当作常数。否则，须做变值处理。

鉴于涡轮中的燃气流量和流动速度都很大，膨胀过程又假定为绝热的，一般情况下，认为工质与外界之间不存在热交换，故考虑气流热交换的贝克来准则 Pe 也可以忽略不计。必须指出，对于先进的涡轮来说，其进口燃气温度很高，由于采用不同冷却形式的气冷导向叶片和工作叶片，以及对其他零件的冷却，冷却空气流量较大，并以不同的方式和不同的位置排入主流道，因此，就存在有热交换的问题，对主气流的参数也有一定的影响，此时需要考虑贝克来相似准则 Pe。

雷诺数 Re 是一个衡量惯性力和粘性力对流体流动现象的影响程度的参数。Re 数越小，表明粘性力所起的作用越大，这就必须慎重考虑流体粘性对流体现象的影响；反之，Re 数越大，粘性力影响就越小，流体粘性对流动现象的影响就可以忽略不计。实验表明，当 Re 数增大到一定程度时，即 Re 数大于临界雷诺数 $Re = (1.5 \sim 2) \times 10^5$ 后，粘性力所起的作用就很小了，这时，Re 数对气流流动特性及对阻力系数的影响已是微不足道，只要 Re 数大于临界 Re 数，Re 数准则就处于自动模化区(简称自模区)，无须考虑 Re 数的影响。对于高速旋转的航空发动机涡轮来说，通常都是处在 Re 数自模区范围内工作，可以不考虑 Re 数对气流流动的影响。倘若涡轮气流的 Re 数小于临界 Re 数，即不在自模区范围内，则涡轮气流参数需根据试验数据对 Re 数的影响加以修正。

在上述分析的条件下，通常对于几何相似的涡轮，其气动状态相似仅取决于两个相似准则数，即 M_c 数和 u / c，两者必须同时满足。实际上，相似准则 M_c 和 u / c 可用 M 数的形式来表示，即：

$$M_c = \frac{c}{\sqrt{kRT_s}}$$

$$M_u = \frac{u}{\sqrt{kRT_s}}$$

在气体动力学中，除用 M 数表示气流速度外，也可用速度系数 λ 数来表示。但它与 M 数比较，临界声速的大小仅取决于气流的总温 T_t，若流动中 T_t 保持不变，则临界声速不变，此时

的 λ 数与速度之间的关系比较简单，换算也比较方便。λ 数与 M 数之间的对应关系为：

$$M^2 = \frac{\frac{2}{k+1}\lambda^2}{1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda^2}$$

或

$$\lambda^2 = \frac{\frac{k+1}{2}M^2}{1 + \frac{k-1}{2}M^2}$$

这样，相似准则数 M_c 和 M_u 可以用 λ_c 和 λ_u 代替：

$$\lambda_c = \frac{c}{\sqrt{\frac{2}{k+1}kRT_t}}$$

$$\lambda_u = \frac{u}{\sqrt{\frac{2}{k+1}kRT_t}}$$

相似准则数 λ_c 又可以利用流量连续方程中的流量气动函数 $q(\lambda_c)$ 来表示：

$$q(\lambda_c) = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \lambda_c\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_c^2\right)^{\frac{1}{k-1}} = \frac{W_{go}\sqrt{T_{to}}}{P_{to}} \cdot \frac{1}{m\sigma A\sin\alpha_1}$$

式中：$m = \sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$；

σ——叶栅总压恢复系数，$\sigma = P_{t1}/P_{to}$；

A——叶栅环形面积；

α_1——叶栅出口气流角。

对于给定的涡轮，其叶栅出口气流角 α_1 及总压恢复系数 σ 都是 λ_c 数或 M_c 数的函数。当 λ_c 数或 M_c 数给定时，$\sigma\sin\alpha_1$ 是一个定值，则：

$$q(\lambda_c) = k_1\frac{W_{go}\sqrt{T_{to}}}{P_{to}}$$

式中：

$$k_1 = \frac{1}{m\sigma A\sin\alpha_1} = \text{const}$$

所以，相似准则数 λ_c(或 M_c)可以用换算流量 $W_{go}\sqrt{T_{to}}/p_{to}$ 代替。

相似准则数 λ_u(或 M_u)可与涡轮转子的转速相联系：

$$\lambda_u = \frac{u}{\sqrt{\frac{2}{k+1}kRT_{to}}} = \frac{\pi D}{60\sqrt{\frac{2}{k+1}kR}}\,\frac{n}{\sqrt{T_{to}}} = k_2\frac{n}{\sqrt{T_{to}}}$$

式中：

$$k_2 = \frac{\pi D}{60\sqrt{\frac{2}{k+1}kR}} = \text{const}$$

则相似准则数 λ_u(或 M_u)可用换算转速代替。

综合上述分析，对于一个给定的涡轮，通常只要两个工作状态的换算流量 $W_{go}\sqrt{T_{to}}/P_{to}$ 和换算转速 $n/\sqrt{T_{to}}$ 相等，就可以认为这两个工作状态气动相似。

必须指出，当涡轮叶栅的气流流动处于临界或超临界流动状态时，在叶栅槽道喉部截面形成了所谓的流量堵塞状态。在这种情况下，尽管涡轮换算流量 $W_{go}\sqrt{T_{to}}/P_{to}$ 保持不变，但气

流在叶栅喉部截面后的槽道内仍继续膨胀，气流速度继续增大，这样，涡轮换算流量 $W_{go}\sqrt{T_{to}}/P_{to}$已失去了相似准则参数的意义，也就是说，换算流量 $W_{go}\sqrt{T_{to}}/P_{to}$作为相似准则参数只适用于气流流动为亚临界状态，对于临界及超临界不适用，必须用另一个相似准则参数来代替，以保证涡轮气流流动状态的气动相似，这个气动相似准则参数就是涡轮膨胀比 $\pi_t = P_{to}/P_{t2}$或 $\pi_s = P_{to}/P_{s2}$。

根据第 6 章(6 - 12)式

$$\pi_t = \frac{\pi(\lambda_{w1})}{\sigma(\lambda_{c1})\pi(\lambda_{c1})\sigma(\lambda_{w2})\pi(\lambda_{w2})}\left(1 - \frac{k-1}{k+1}\lambda_{c2}\right)^{\frac{k}{k-1}}$$

倘若两状态气动相似，则其速度三角形相似，各速度的无因次量的速度系数相等，都为定值，在涡轮各几何参数给定的情况下，速度损失系数 φ 和 ψ 是速度系数 λ 的函数，所以各速度的压力气动函数 $\pi(\lambda)$及总压恢复系数 $\sigma(\lambda)$都是定值，则涡轮膨胀比 π_t 相等，故 π_t 可作为涡轮气动相似准则参数。应该指出，膨胀比 π_t 作为涡轮气动相似准则参数，对于所有工作状态(亚临界、临界及超临界)都是适用的。

7.2　计算方法

根据各非设计状态涡轮气动计算所需的原始数据进行涡轮非设计状态气动计算，该计算属于正问题计算。此时，对涡轮要分清两种情况：第 1 种情况是实物涡轮的技术状态是设计状态，没有进行任何调整，即涡轮的导向叶片、工作叶片的所有叶栅叶型参数以及流程通道的几何参数都与设计状态涡轮的几何参数完全相同或成一定的几何比例。第 2 种情况是在发动机运转调试过程中，对原设计涡轮的某些几何参数作部分调整，以满足发动机性能调试的需要，这样，该涡轮已与设计状态的涡轮不完全几何相似。通常，除另有说明外，涡轮的几何参数都与设计状态相同或成一定比例。

对于设计状态几何相似的涡轮，在进行非设计状态气动计算时，根据 7.1 所述，首先根据总体性能给定的各非设计状态的涡轮原始气动数据来计算各状态的气动相似参数，以确定哪几个工作状态彼此气动相似。通常所谓的气动相似是指某状态相对于设计状态而言，因设计状态的气动参数是已知的，这样与设计状态气动相似的其他工作状态的气动参数较易计算获得。为了确定某状态与设计状态的气动相似程度，通常采用相对换算转速 $\bar{n}_{hs} = (n/\sqrt{T_{to}})/(n/\sqrt{T_{to}})_d$ 和相对换算流量 $\overline{W}_{hs} = (W_{go}\sqrt{T_{to}}/P_{to})/(W_{go}\sqrt{T_{to}}/P_{to})_d$(或 $\pi_t = \pi_{td}$)来比较，倘若 $\bar{n}_{hs}\approx 1.0$ 和 $\overline{W}_{hs}\approx 1.0$(或 $\pi_t/\pi_{td}\approx 1.0$)就可认为该状态与设计状态气动相似。

多转子涡轮气动相似准则数须按各个转子分别计算。

7.2.1　气动状态相似的计算

根据上节气动相似参数的计算结果，即可确定涡轮非设计状态是否与设计状态气动相似。如果相似，则根据气动相似理论进行该非设计状态的涡轮气动参数计算。因为气动相似，所以涡轮叶栅的速度三角形相似，进、出口气流角不变，气流 M 数(或 λ 数)相等，各气动参数与设计状态的相应参数成一定的比例，也就是说，设计状态的气动参数乘以与其相对应的比例常数就可获得非设计状态的相应气动参数，计算非常简便。这些参数的比例常数为：

压力比例常数　　$k_p = P_{to}/P_{to.d}$

温度比例常数 $k_t = T_{to}/T_{to.d}$

密度比例常数 $k_\rho = (P_{to}/T_{to})/(P_{to}/T_{to})_d = k_p/k_t$

速度比例常数 $k_{\sqrt{T}} = \sqrt{T_{to}/T_{to.d}} = \sqrt{k_t}$

有效功比例常数与温度比例常数相同。

7.2.2 气动状态不相似的计算

如果某非设计状态的气动相似准则参数的计算结果说明与设计状态气动不相似，就不能用气动相似的方法计算该非设计状态的涡轮气动参数。

当气动状态不相似时，涡轮气动参数的计算通常根据需要有下列两种计算方法：

(1) 涡轮特性计算法

涡轮特性表示了该涡轮在所有工作状态下的涡轮气动性能，而涡轮非设计状态参数计算仅是涡轮特性线上某些工作点的计算，因此，利用特性计算法将这几个工作点的参数计算出来，就可获得这些工作点的涡轮气动参数。

因涡轮特性计算结果用无因次参数表达，所以在计算涡轮非设计状态参数时，应先将已知参数换算成涡轮特性计算所需的原始无因次参数，再用涡轮特性计算方法计算出这些工作点的涡轮无因次参数，最后再将这些无因次参数换算出有因次的涡轮各气动参数。

目前的涡轮特性计算方法一般还是采用一维流的气动计算方法，因此，计算出的涡轮气动参数仅代表该级涡轮的总性能和各参数的当量值，缺乏涡轮气动参数的流场数据。由于本方法计算比较简便，通常在方案设计时，能迅速估算零组件的温度、强度及发动机的轴向力等，常用本方法来获取非设计状态下的气动参数。

应该指出，通常各转子的涡轮特性计算是分别进行的，即各转子的进口条件是固定的，而在应用涡轮特性计算方法来计算非设计状态气动参数时，应将前一转子的出口气动参数作为后一转子的进口气动参数。

涡轮特性计算方法及在偏离设计状态后损失系数的修正及出口气流角的确定等见第6章。

(2) 准三维 S_2 流面正问题计算法

将涡轮各级流程通道尺寸及各排叶片的叶栅叶型几何参数和总体给定的涡轮非设计状态气动参数作为已知的原始数据，利用第3章所述的涡轮准三维 S_2 流面正问题的计算方法(包括损失模型及出口气流角的确定等问题的考虑)，进行非设计状态各级涡轮气动参数计算，由此获得 S_2 流面的所有气动参数。

无论是涡轮特性计算法，还是准三维 S_2 流面正问题计算法，其涡轮气动参数的准确度主要取决于损失计算的准确度。

7.3 导向器排气面积的调整

在发动机性能调试过程中，往往由于各部件的性能不完全协调匹配，需要对有关部件的性能进行少量调整。对发动机而言，通常进行调整的部位有：压气机前几级整流叶片的安装角、涡轮导向器的排气面积、尾喷口临界截面面积及出口截面面积等。这里在假定其他部件性能一定的条件下来讨论涡轮导向器排气面积的调整。

调整涡轮导向器排气面积就是调整导向器叶栅喉道截面面积，使其改变涡轮的燃气流通

能力和膨胀做功能力，相应改变涡轮发出的功率，以达到与发动机总体性能及其他部件性能参数的匹配。在发动机调试过程中，经常通过调整导向器排气面积来改变发动机各转子的转速关系。

以双转子发动机为例，从理论计算上达到性能指标时，高、低压转子的相对换算转速应同时达到 1.0，但在实际的发动机调试过程中，往往是高压转子的相对换算转速到达 1.0 时，低压转子的相对换算转速大于或小于 1.0，此时就须要调整导向器的排气面积来调整高、低压转子的转差关系。倘若高压转子相对换算转速到达 1.0，而低压转子相对换算转速小于 1.0 时，则对导向器排气面积的调整有以下几种调整方案：一是加大高压导向器排气面积，另一是减小低压导向器排气面积，再一是同时加大高压导向器排气面积和减小低压导向器排气面积，当然也可以用加大尾喷口的面积来调整。同样，当高压转子相对换算转速到达 1.0，而低压转子相对换算转速大于 1.0 时，则对导向器排气面积的调整方案与上述的调整方案相反。至于采用何种调整方案，调整量须多大，这要视发动机性能各参数的具体情况来选定。因为导向器排气面积的调整，对发动机的推力、燃油消耗率、涡轮进口燃气温度都有直接影响。对于同一转子有多级涡轮来说，一般以调整第 1 级导向器的排气面积对发动机的各性能参数和转子间的转差关系的影响效果较为显著。

由于涡轮系高温部件，目前尚做不到在发动机台架上直接进行涡轮导向器排气面积的调整，而是在发动机装配时，根据发动机试车的需要，安装预先加工好并按要求确定排气面积的导向叶片。

为使导向叶片能装配成具有不同排气面积的导向器，对导向叶片的处理一般有以下的 3 种方法：

(1)“掰尾”：用机械方法对导向叶片的尾部进行掰扭，根据排气面积的需求大小，确定对导向叶片尾部的掰扭方向及大小程度。这是早期所采用的方法，不仅掰扭困难，而易引起叶片裂纹，目前已不采用。

(2)“削边”：用抛修的方法磨掉导向叶片的尾缘，只能在须要加大排气面积时采用。

(3)“转角”：将导向叶片叶身绕某一径向线旋转一定的角度，改变叶型安装角，相应改变叶栅的喉道尺寸，根据旋转角度的方向及数值大小，以得到不同数值的排气面积，供发动机装配试车时选用，这是目前调整导向器排气面积经常采用的方法。“转角”通常有两种方法：一是在制造导向叶片时，就生产多组安装角的不同排气面积的导向叶片；另一是在叶片缘板或导向器机匣上采用一定的结构措施，使之能旋转叶片，但此种“转角”方法易使装配后的导向叶片缘板前、后端面形成锯齿形，造成装配困难，特别是对多联导向叶片更是如此。

调整导向器排气面积是发动机研制阶段调试的需要，一旦发动机定型，涡轮导向器排气面积、导向叶片的结构也就确定。

由于涡轮导向器排气面积的调整，导向叶片叶栅参数也发生了变化，这时与设计状态的涡轮已不完全几何相似，即使在发动机设计状态，此时的涡轮气动参数也与原涡轮设计状态有所差异，当然就不能用气动相似的方法来进行各状态的涡轮气动参数计算，只能用调整后的叶栅叶片几何参数，利用上节所述的气动状态不相似的气动计算方法来进行各状态的涡轮气动参数计算。

第8章　涡轮结构设计

8.1　涡轮结构设计的要求与特点

本章是指以涡轮部件(或涡轮单元体,下同)为对象的结构设计。对部件的外部(相邻)接口和部件内部的零、组件进行总体布置和设计。它是确定涡轮结构的顶层设计。

涡轮结构设计包括涡轮部件的结构方案设计和结构技术设计。

涡轮部件结构方案工作，通常与发动机总体性能、总体结构以及涡轮气动方案工作同步开始。因为，诸如涡轮叶片、涡轮转子支承结构等关键技术问题，极大地影响发动机总体设计。该设计阶段的主要任务是确定本部件与发动机总体结构、本部件与相邻部件的接口关系，并完成涡轮部件内部的各种功能零、组件(导向叶片、工作叶片、转子、机匣、冷却空气流道和主要封严结构、轴承支承结构、轴承润滑等)的安排，以及主要零件材料的选择和关键工艺的确定。这个阶段的工作看起来似乎是“初步的”，但是，由于结构方案的优劣会对以后的研制工作造成重大影响，因此，结构方案工作必须是十分审慎的。设计者要构思多个结构方案，并对多个方案进行分析和比较，以使最终确定结构方案是先进的、可行的、满足设计要求的最佳方案。

结构方案工作结束经过评审和批准后，方可进入部件技术设计(打样图设计)。部件技术设计时要确定部件内部各零、组件之间的界面和接口，确保相互关系协调一致，要确定每个零、组件的形状，要标出主要零、组件的主要尺寸、公差配合和主要技术条件。打样图是零、组件详细设计的依据。零、组件设计者根据打样图限定的条件，再进行全部的细节设计，以便绘制生产图。

部件方案图和打样图设计是多专业范围的综合协调、折衷和优化过程。目前，按专业普遍建立了优化设计的计算机程序，可以进行某一专业或相关专业范围内的优化设计，但多专业之间还很难建立量化的解析关系。这样，结构设计中，在相当程度上，仍须依靠设计者的知识和经验来综合确定。因此，结构设计过程必然是多专业反复迭代的复杂和细致的过程。

8.1.1　涡轮结构设计的一般要求

涡轮结构设计应满足如下要求：

(1) 发动机总体结构对涡轮部件结构提出的要求(包括结构形式、接口、尺寸、质量等)；

(2) 涡轮气动性能对涡轮结构提出的要求；

(3) 涡轮结构耐久性要求；

(4) 涡轮结构可靠性要求；

(5) 涡轮结构可维修性要求；

(6) 全寿命周期成本要求等。

8.1.2 涡轮结构设计特点

航空发动机涡轮处在高温、高压、高转速下工作，工作条件十分苛刻，要求长寿命和高可靠性，同时质量受到严格控制。因此，结构设计难度很大。目前，发动机涡轮前温度高达1600～2000K。在如此高温下，必须采用最好的耐热合金材料，并采用高效的冷却措施；涡轮前燃气压力高，单级落压比大、压差大，级间封严困难；涡轮转子转速高，对盘、轴承、封严等结构设计带来很多困难。由于这些特点，使航空涡轮结构设计不同于常温的一般动力机械，也有别于航空发动机的冷端部件，成为机械设计中最难的课题。

航空涡轮结构设计有如下一些特殊问题：

(1) 导向叶片、工作叶片在高温、高负荷条件下工作，必须采用高温材料，并常用到材料的最高性能；

(2) 必须采用先进的冷却措施，既有效地进行了冷却，又尽可能少用冷却空气；

(3) 结构件内部温差大，热应力大（如涡轮盘和承力机匣），要采取冷却和均温措施；

(4) 级落压比大，压差大，要采取有效的封严措施；

(5) 状态变化时，结构件温度变化大、温差大，构件间变形不一致，影响结构的定位定心；

(6) 结构件的低循环疲劳；

(7) 结构件的蠕变破坏；

(8) 高温零、组件的氧化和腐蚀；

(9) 高温合金价格昂贵，加工困难；

(10) 尺寸和质量要受到严格的限制。

对于战斗机、民用飞机和直升机用的发动机涡轮，由于使用任务不同，结构设计时，就有其不同的侧重。

对于战斗机用的发动机，强调发动机高性能、高机动性和高推重比，使用中功率状态变化大和频繁。为此，设计涡轮时，要采用高的涡轮进口温度和先进的设计，追求高性能、高效率；要采用新材料和新工艺以减轻零件质量；追求在一定寿命周期内有较高的可靠性；全寿命周期成本要求控制在可接受的水平。

对于民机发动机，强调高可靠性、长寿命、低耗油率和良好的维修性。结构设计时，尽可能采用长寿命、高可靠性的成熟结构；精心设计，追求高效率，十分讲究叶尖间隙设计、级间轴向间隙设计和空气系统气路的封严设计。相对战斗机发动机而言，减轻质量不是主要追求的设计目标。

对于直升机用的涡轮轴发动机，强调高可靠性和较高的性能以及较低的耗油率。它与战斗机和民机发动机相比，输出功率、发动机空气流量和发动机尺寸较小，但转子转速高。因此，给结构设计带来一些特殊问题。设计涡轮结构时，要重视与转子动力学有关的问题，如转子刚度、定位、定心、平衡和支承柔度、阻尼等问题；要精心处理好由于几何尺寸小带来的“尺寸效应”问题；要注意机匣刚性和保证小间隙设计等问题。

8.2 当代航空涡轮部件的典型结构

本章列举了一些当代航空涡轮部件的典型结构图例：

（1）我国正在使用的发动机涡轮结构

图8－1为J6飞机用的WP6发动机涡轮；图8－2和图8－3为J7和J8飞机用的WP7和WP13发动机涡轮。

（2）国外（美、英、法、俄等）现役战斗机发动机的涡轮结构

图8－4为F15、F16飞机用的F100发动机涡轮；图8－5为F/A18飞机用的F404发动机涡轮；图8－6为狂风飞机用的RB199发动机涡轮；图8－7为Rafale飞机用的M88发动机涡轮；图8－8为苏－27飞机用的АЛ－31Ф发动机涡轮；图8－9为米格－29飞机用的РД－33发动机涡轮。

（3）当代几种大型涡轮风扇发动机的涡轮结构

图8－10为波音737飞机用的JT8D发动机涡轮；图8－11为波音747飞机用的JT9D发动机涡轮；图8－12为波音757飞机用的PW2000发动机涡轮；图8－13为波音747、A310飞机用的PW4000发动机涡轮；图8－14为波音737、A320、A330、A340飞机用的CFM56发动机涡轮；图8－15为波音777飞机用的GE90发动机涡轮；图8－16为A320、A321、MD90飞机用的V2500发动机涡轮；图8－17为波音747、757、767飞机用的RB211发动机涡轮；图8－18为湾流、福克飞机用的Tay发动机涡轮。

（4）当代几种涡桨/涡轴发动机的涡轮结构

图8－19为黑鹰直升机用的T700涡轮轴发动机涡轮；图8－20为比奇1900直升机用的PT6A－65涡轮轴发动机涡轮；图8－21为MDX飞机用的PW200涡轮轴发动机涡轮。

上述涡轮结构图例所属发动机的简要情况说明见表8－1。仔细观察和分析这些结构图，可以看到各发动机制造商/设计局都有各自独特的结构设计风格，这些风格都来源于各自的实践；都是付出巨大代价而获得的。同时，也可以看到各制造商/设计局总是不断地吸收先进的、成功的技术，并融于自己的设计中，这就使得发动机各制造商/设计局的产品具有相近的特点和共同趋向。

要尽可能多地熟悉不断发展着的世界各国，特别是美国GE和PW公司、英国RR公司、俄罗斯军用发动机设计局（留里卡、克里莫夫等）、法国SNECMA公司的涡轮结构技术的发展动态。涡轮设计者应该认真研究、比较、分析国外发动机涡轮结构特点。掌握这些最新动态和国外航空发动机涡轮结构特点是涡轮结构设计者应具备的基本功之一。

表 8－1　典型涡轮结构图所属发动机的简要说明

国名	发动机名称	制造商	空气流量(kg/s)	总压比	涡轮前温度(K)	用　途
中国	WP6	黎明发动机制造公司 新都发动机制造公司	43	7.14	1143	J6,Q5
	WP7	黎明发动机制造公司 黎阳发动机制造公司	64	8.85	1188	J7,J8
	WP13	黎阳发动机制造公司	67	8.90	1228	J8
美国	F110－GE－100	GE 公司	115	30	1644	F15、F16
	F404－GE－400	GE 公司	63.5	25	1589	F/A18
	GE90	GE 公司	137.9	39	1703	波音 777
	T700－GE－700	GE 公司	4.5	15	1366	黑鹰
	F100－PW－200	PW 公司	101.6	25	1700	F15、F16
	JT8D－200	PW 公司	213	17	1435	波音 737
	JT9D	PW 公司	701	24	1585	波音 747,、767、DC10、A300
	PW2000	PW 公司	549	28	1678	波音 757
	PW4000	PW 公司	774	28	1574	波音 747(A310)
英国	RB211－524	RR 公司	728	33		波音 747、767
	Tay	RR 公司	186	15.80		湾流、福克
俄罗斯	РД－33	克里莫夫	76	22	1540	米格－29
	АЛ－31Ф	留里卡	111	23	1650	苏－27
法国	M88－2	SNECMA 公司	67	24	1850	Rafale
加拿大	PT6A－65	PW 公司	4.2	9.80		比奇 1900
	PW200	PW 公司	1.8	8		MDX
国际合作	RB199	TU(RR,MTU,FIAT)	73	23	1603	狂风
	CFM56－2	CFMI(GE,SNECMA)	371	25	1620	DC8,KC135
	V2500	IAE(PW,RR,JAEC,MTU,FIAT)	346	29	1700	A310

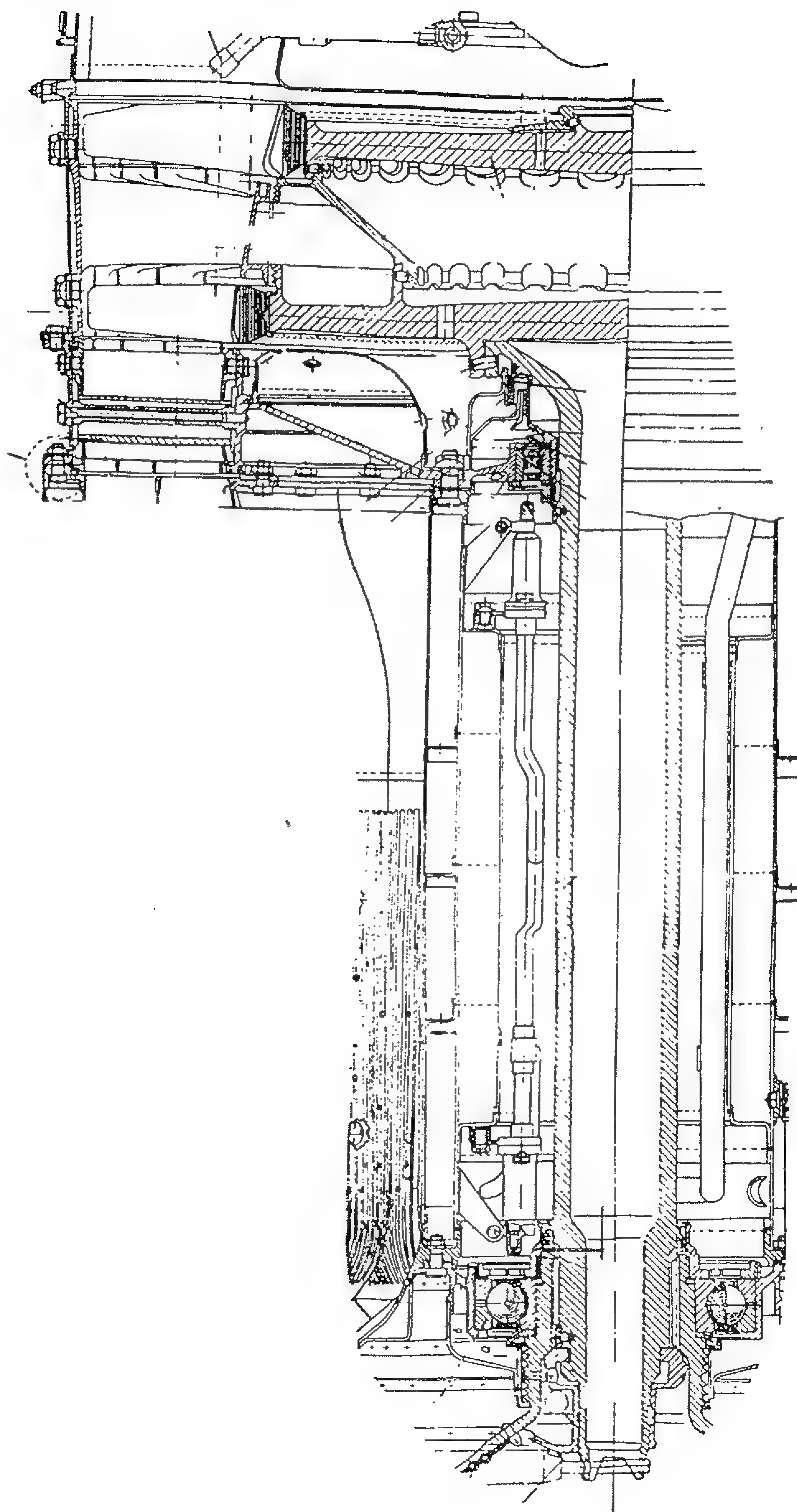


图 8-1 WP6发动机涡轮结构图

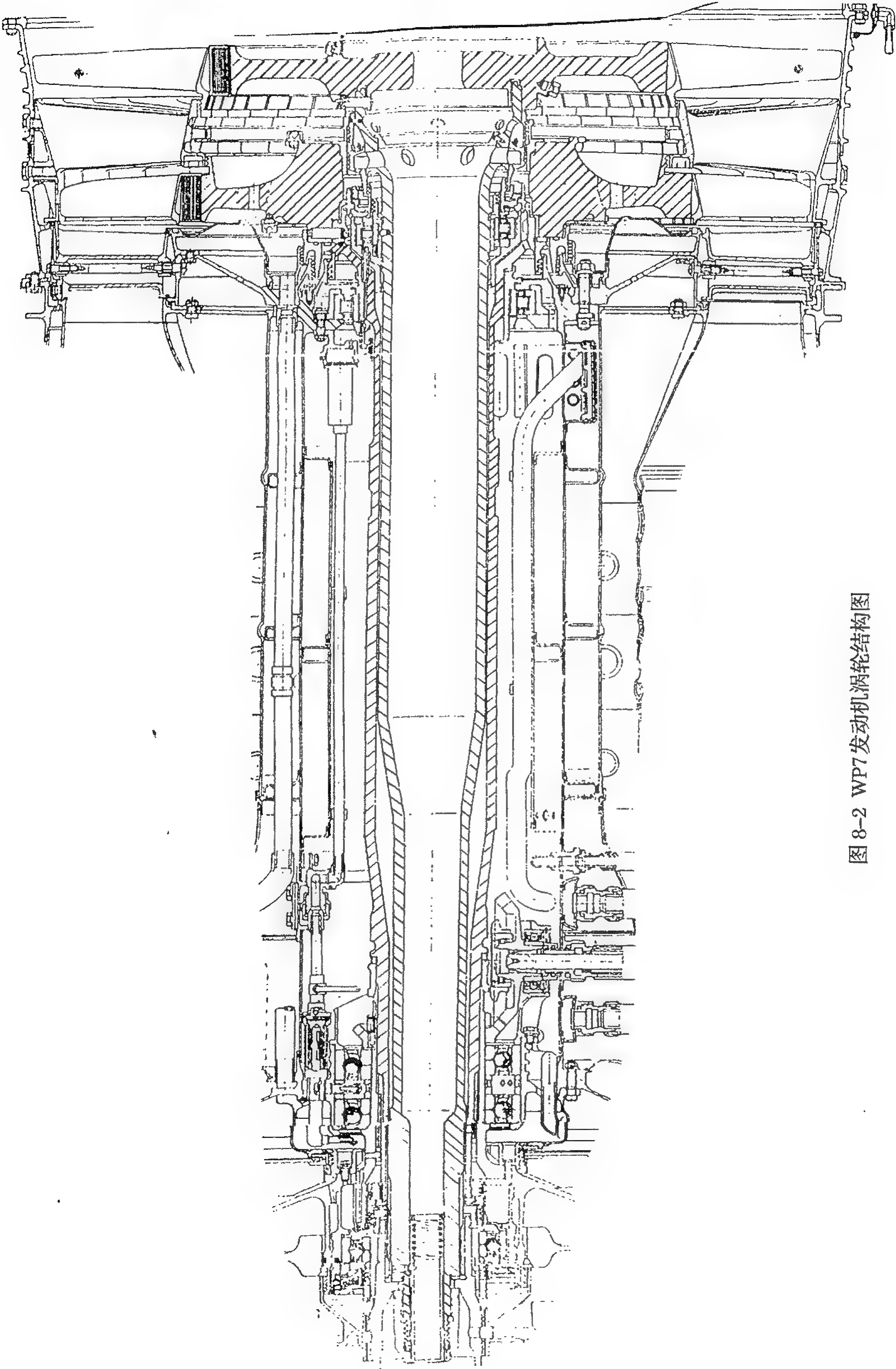


图 8-2 WP7发动机涡轮结构图

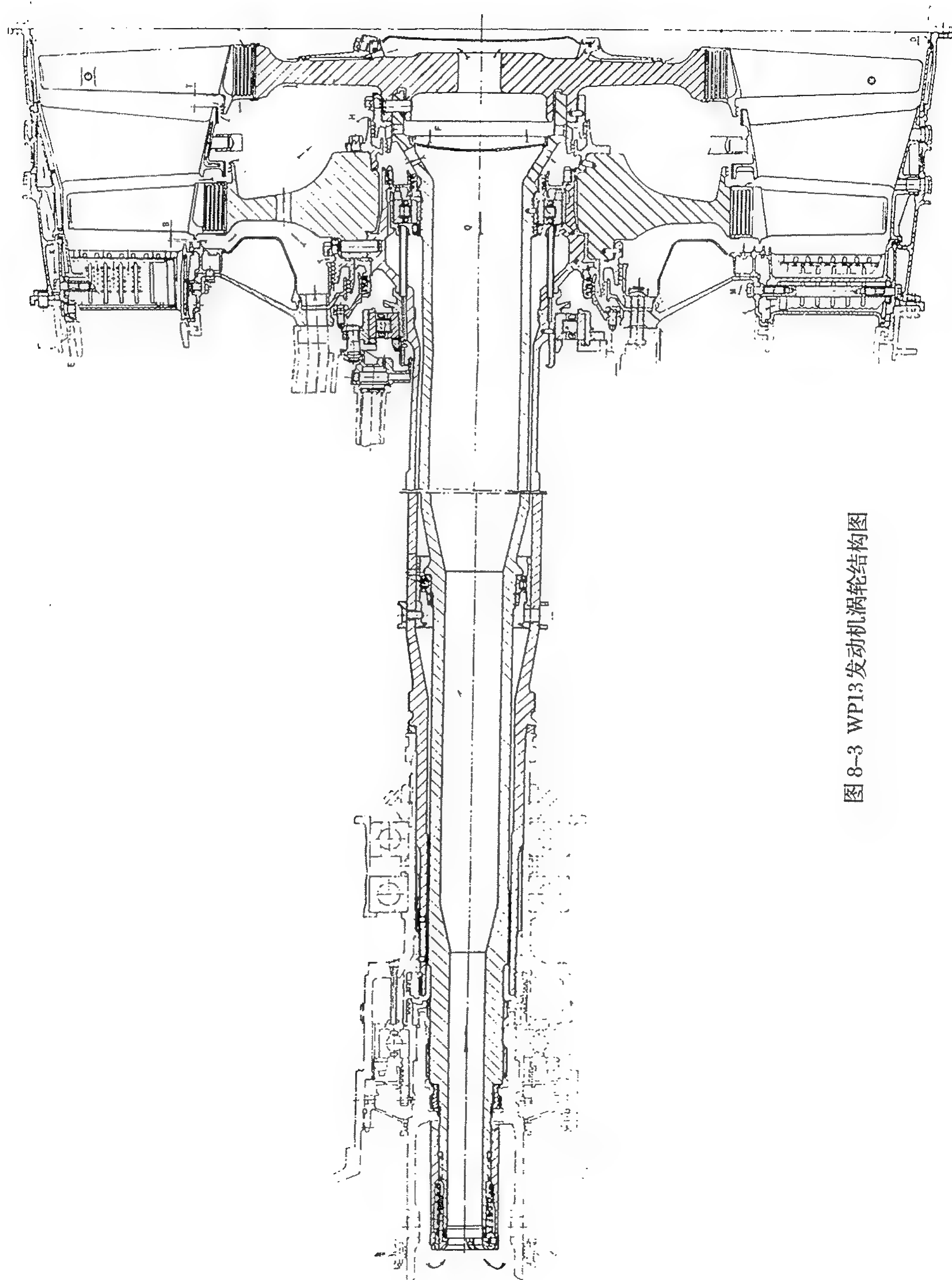
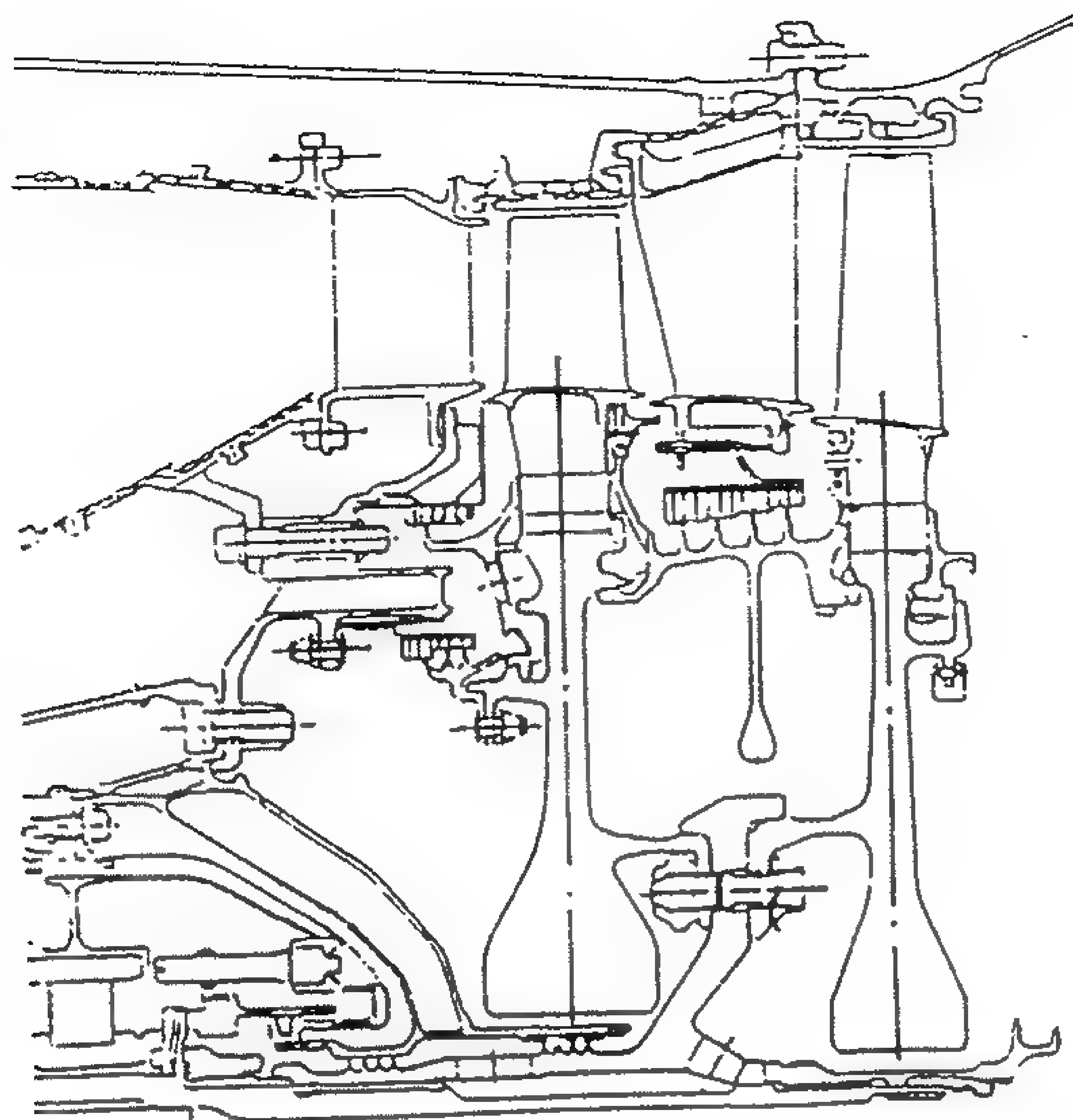
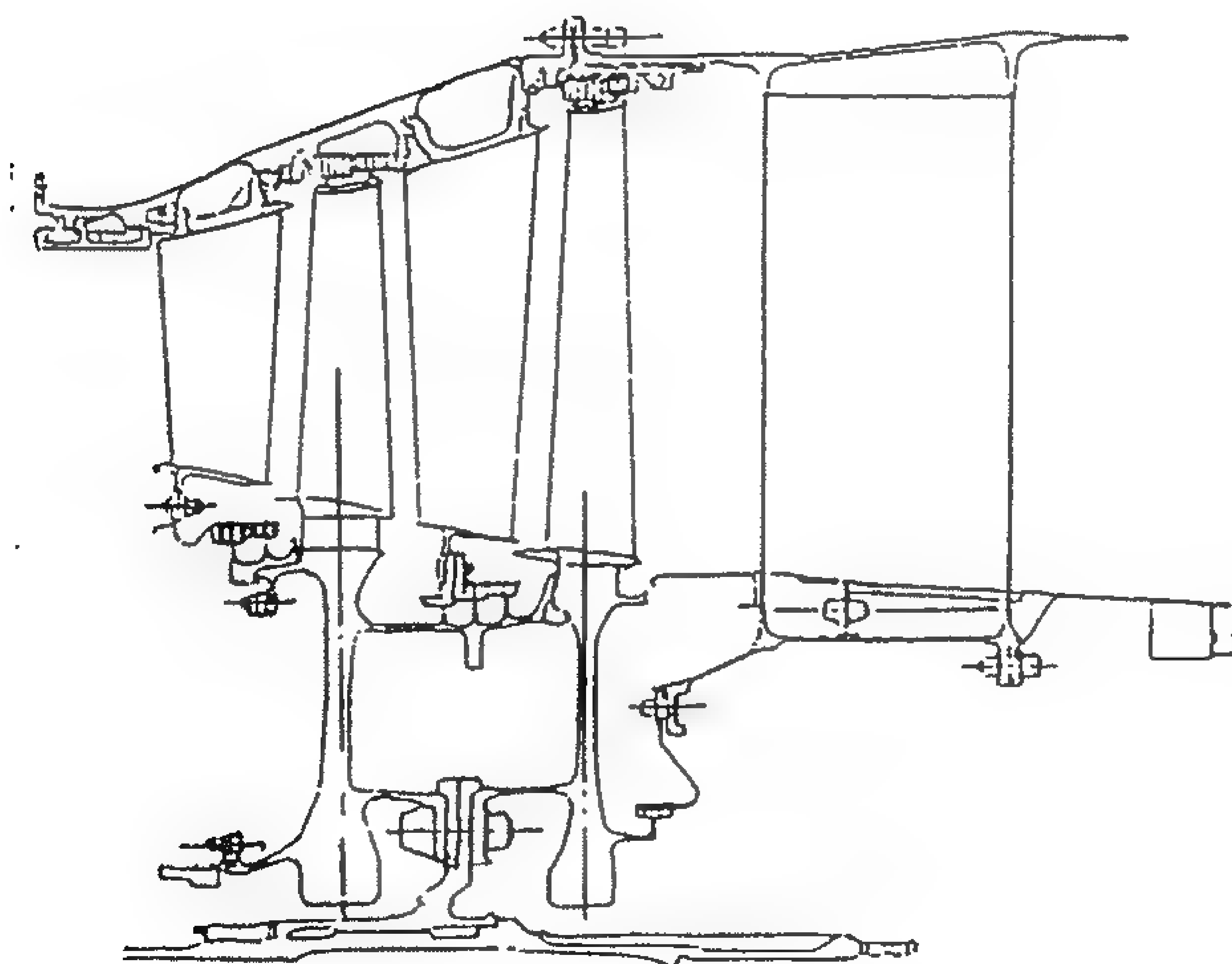


图 8-3 WP13发动机涡轮结构图



(a) 高压涡轮



(b) 低压涡轮

图 8–4　F100发动机涡轮结构图

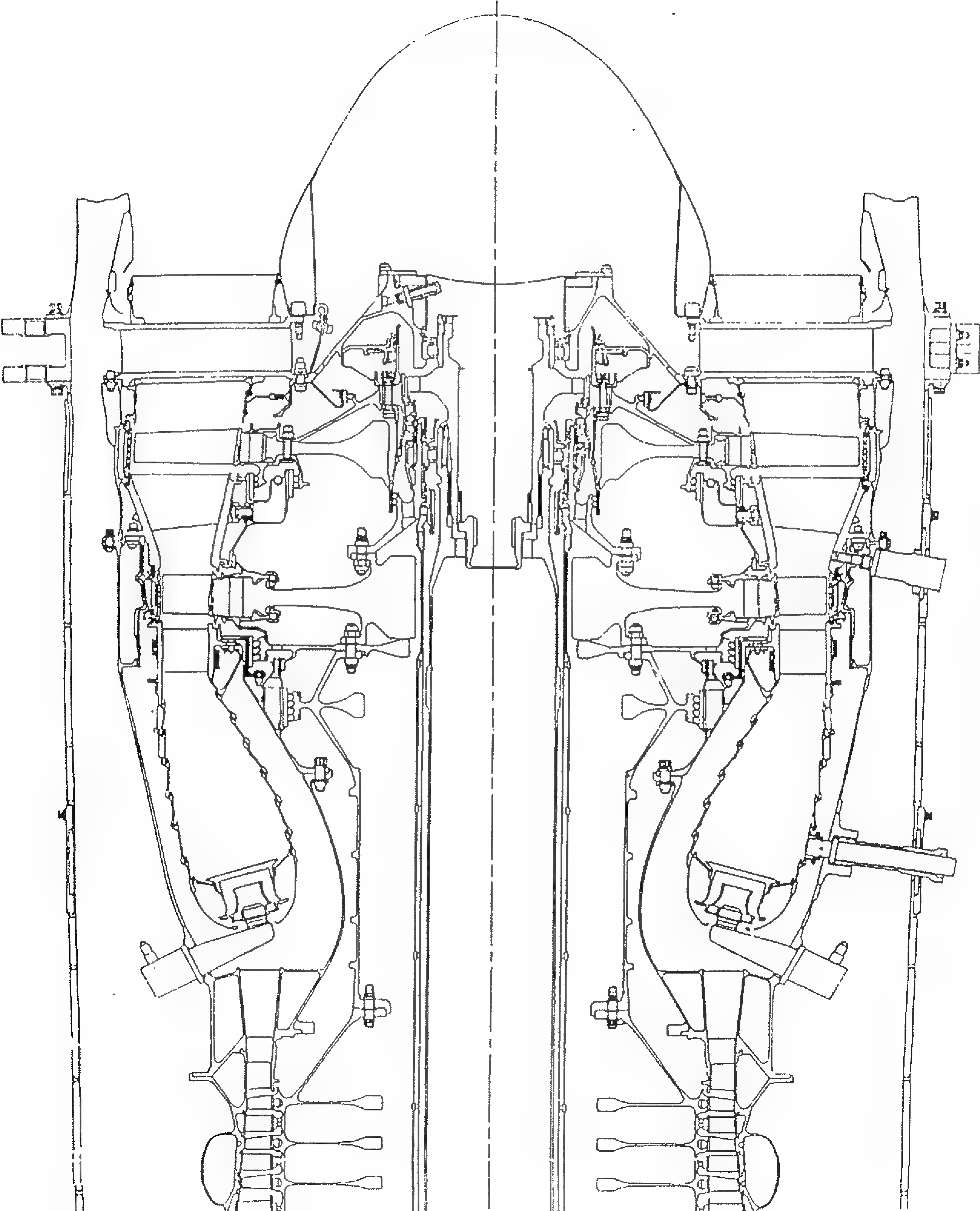


图 8-5 F404发动机涡轮结构图

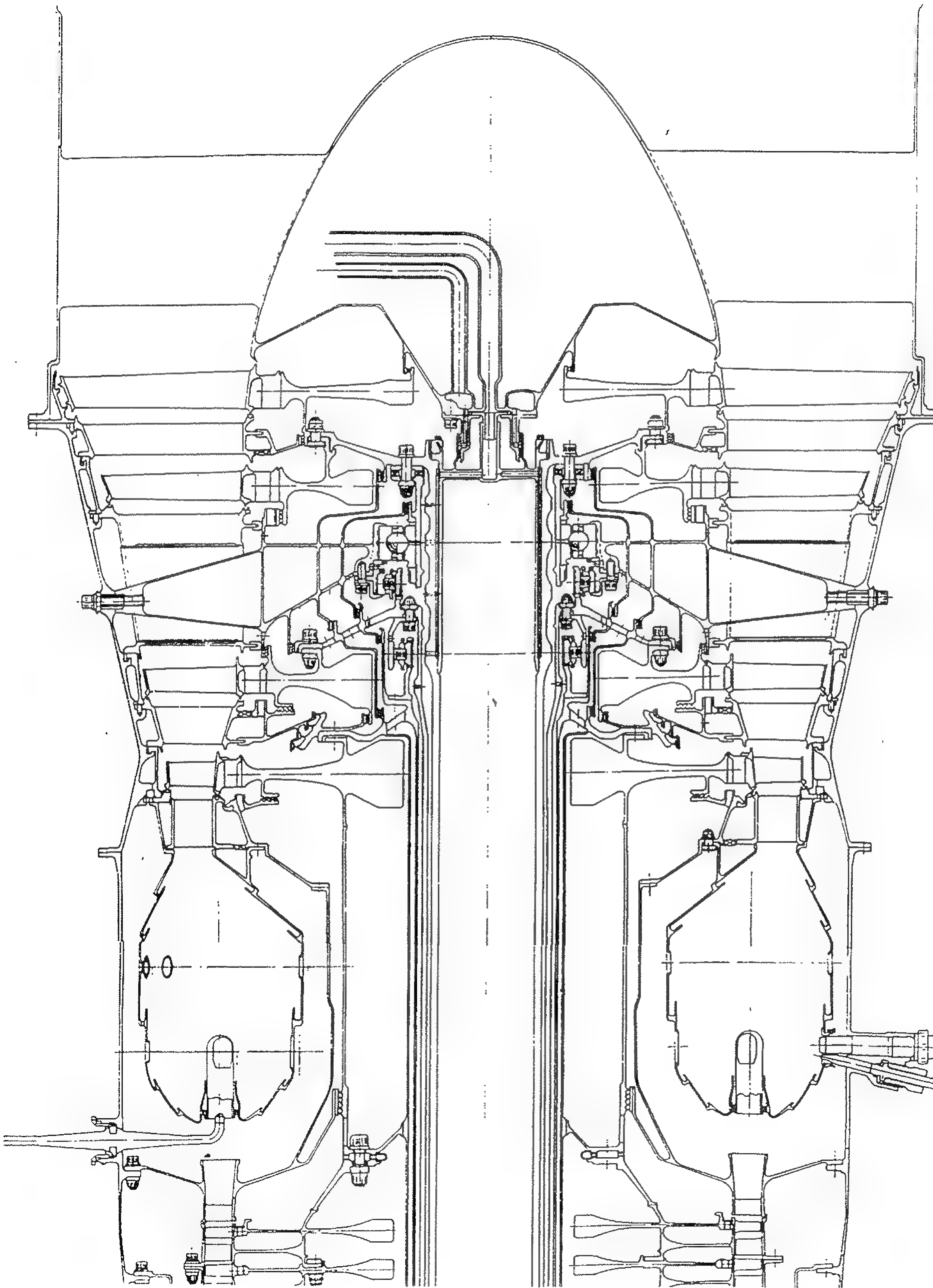


图 8-6 RB199发动机涡轮结构图

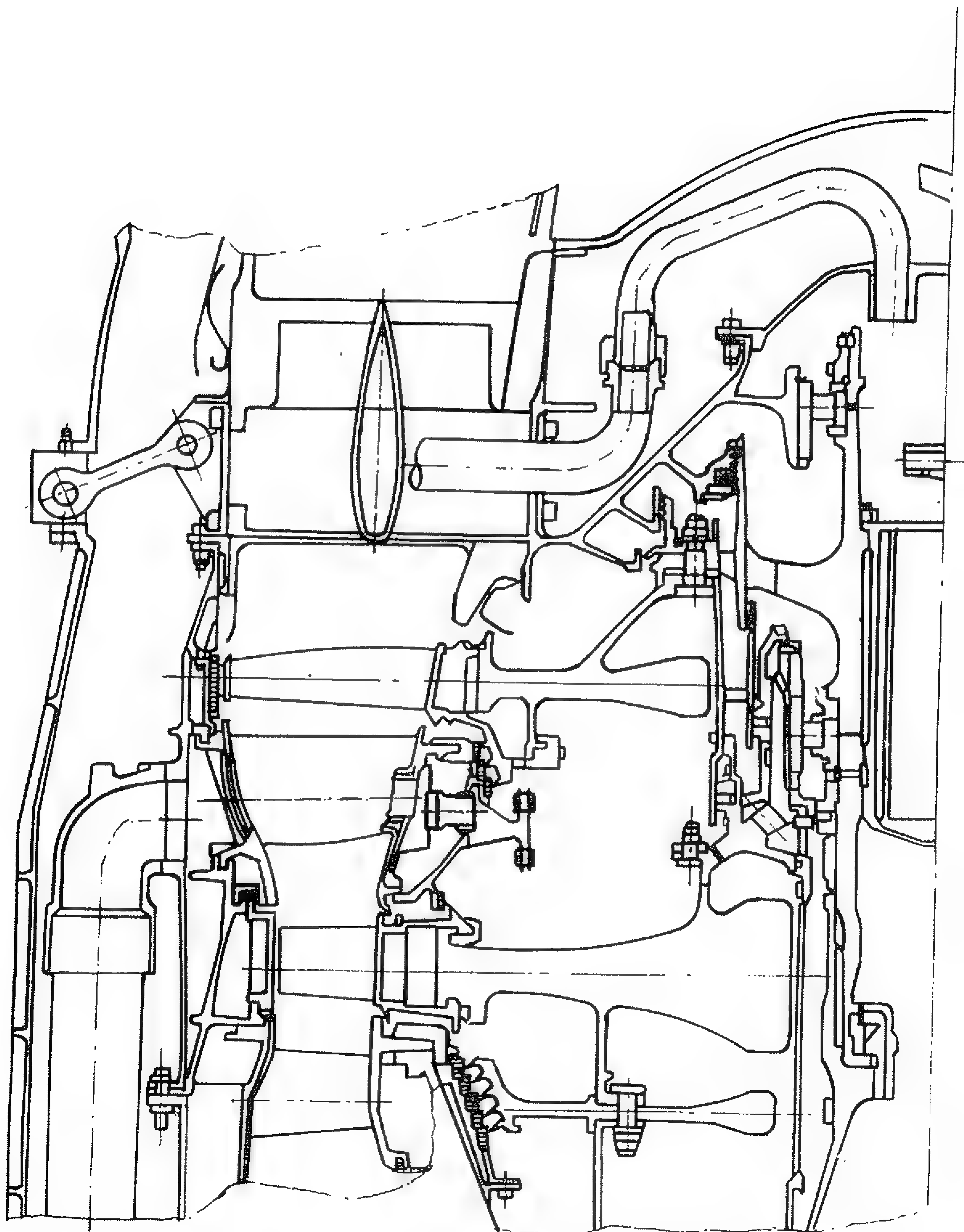


图 8-7 M88发动机涡轮结构图

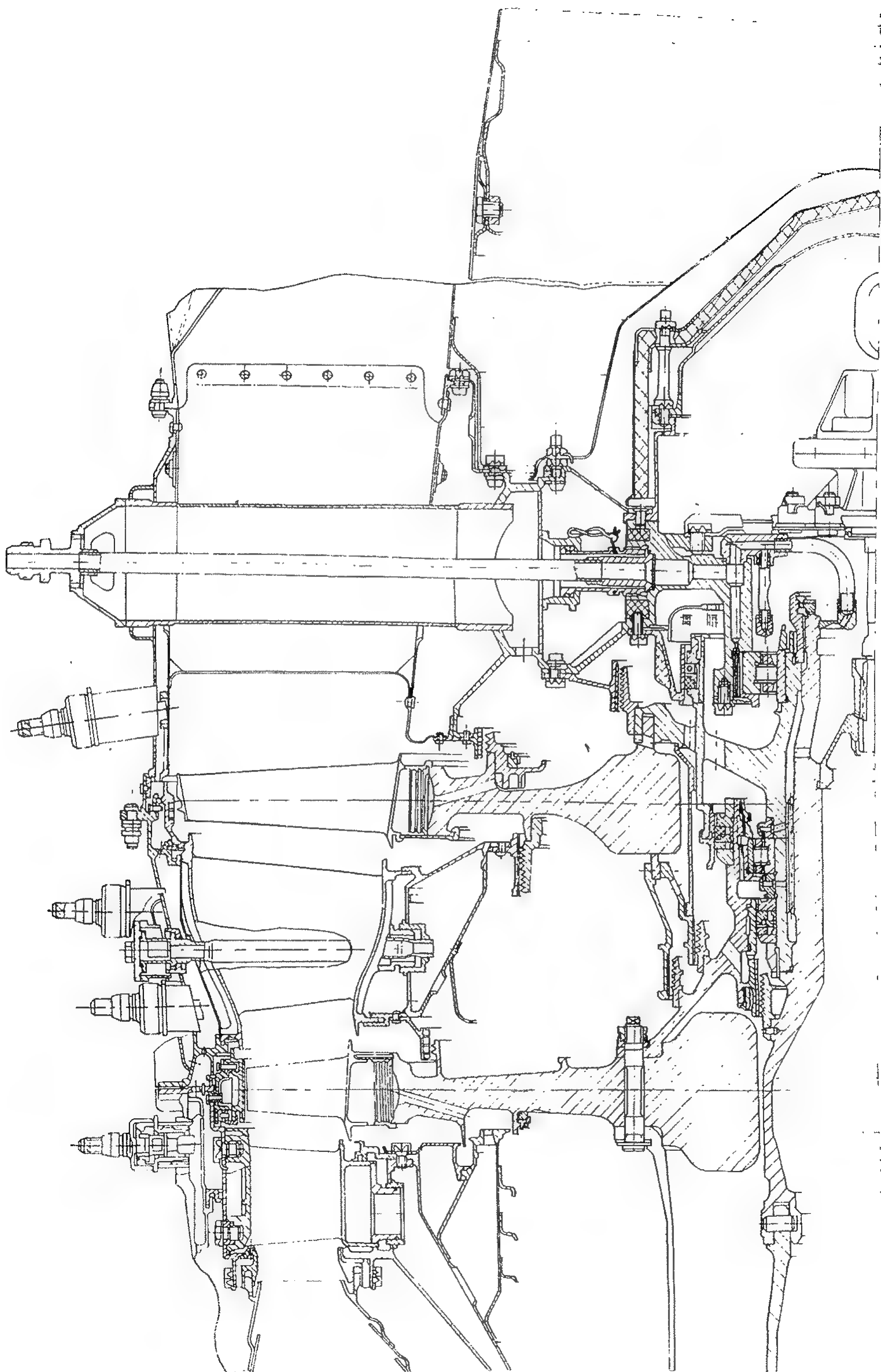


图 8-8　АЛ-31Ф发动机涡轮结构图

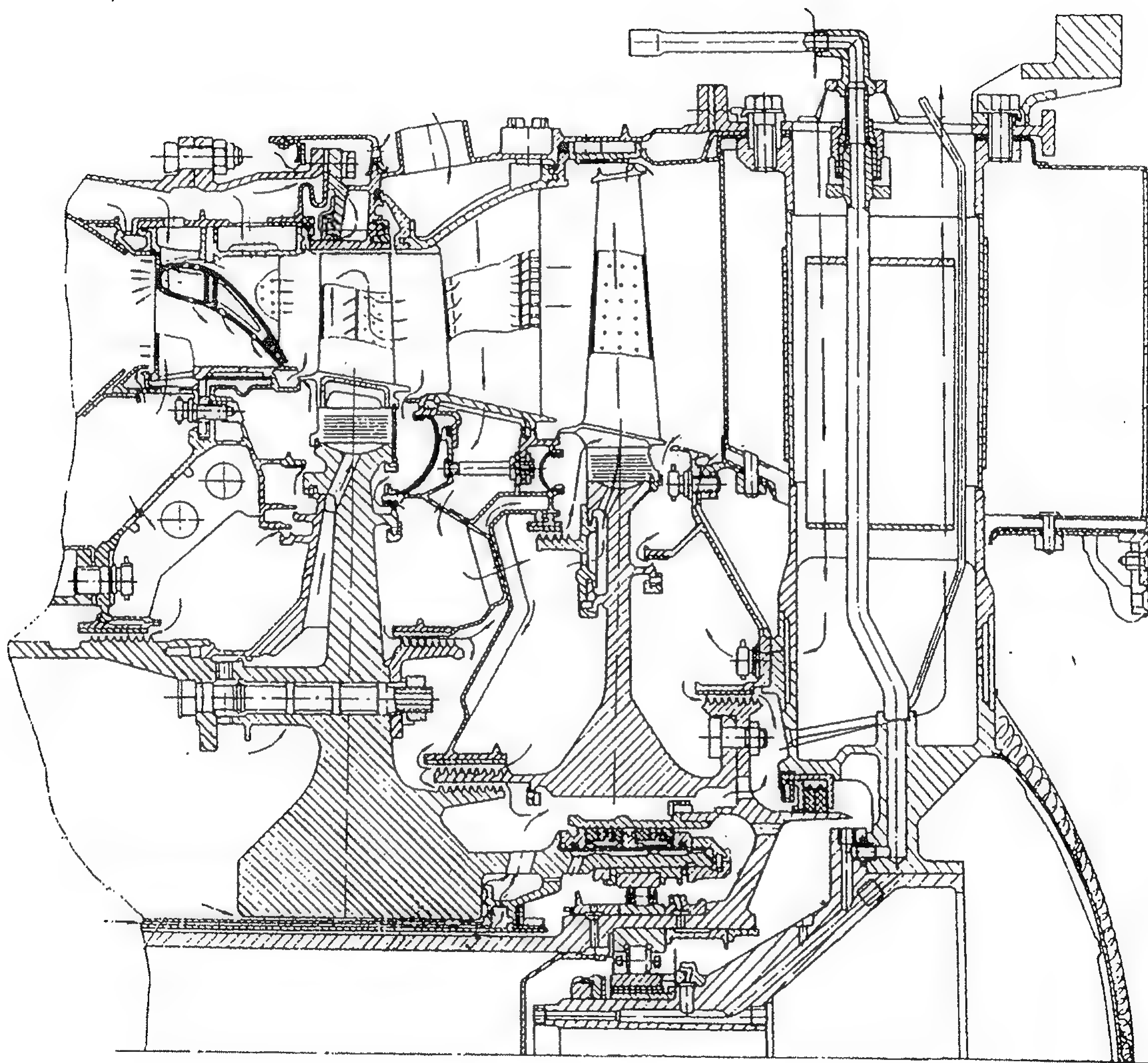


图 8-9　P Д-33发动机涡轮结构图

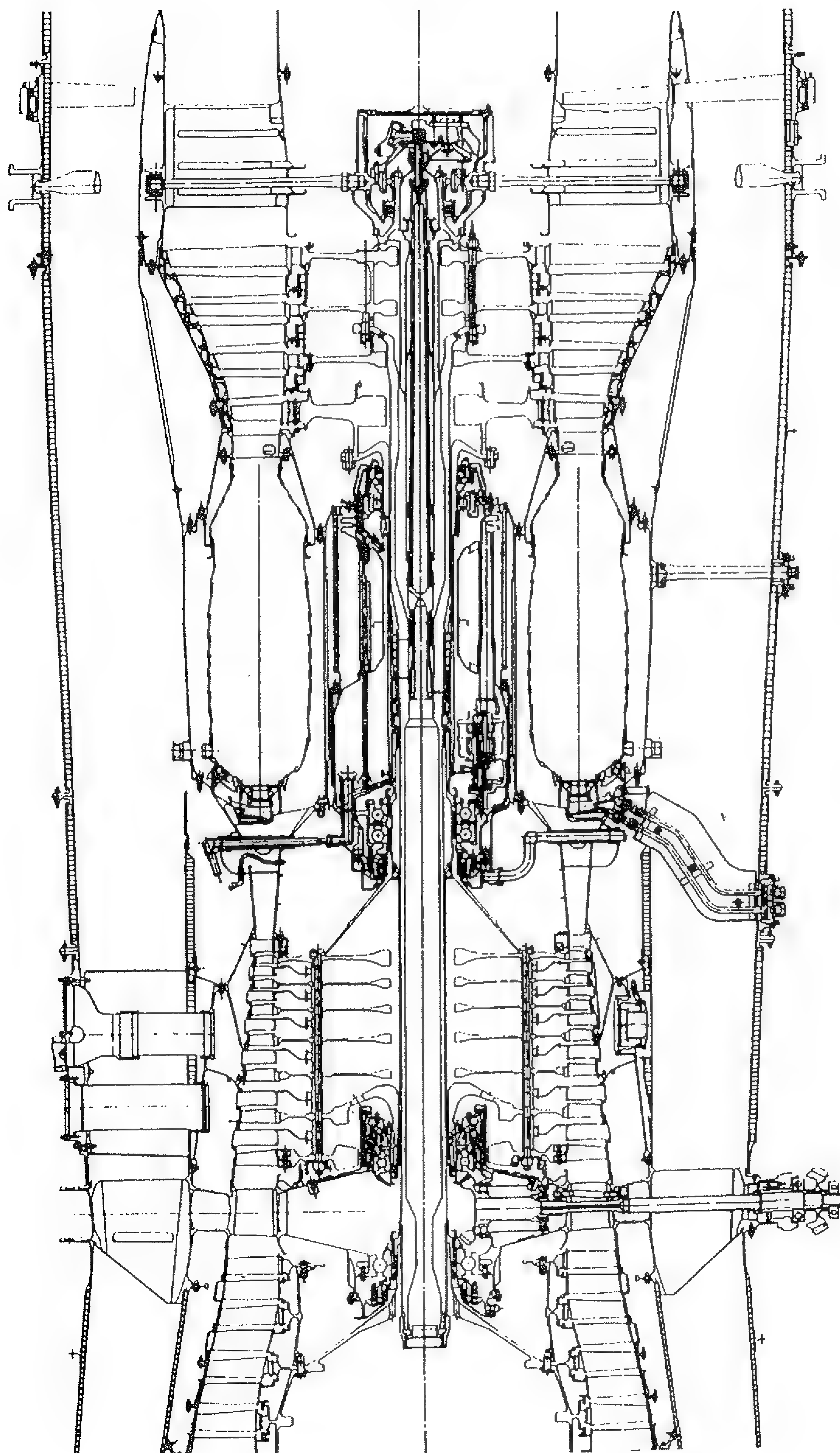


图 8-10　JT8D 发动机涡轮结构图

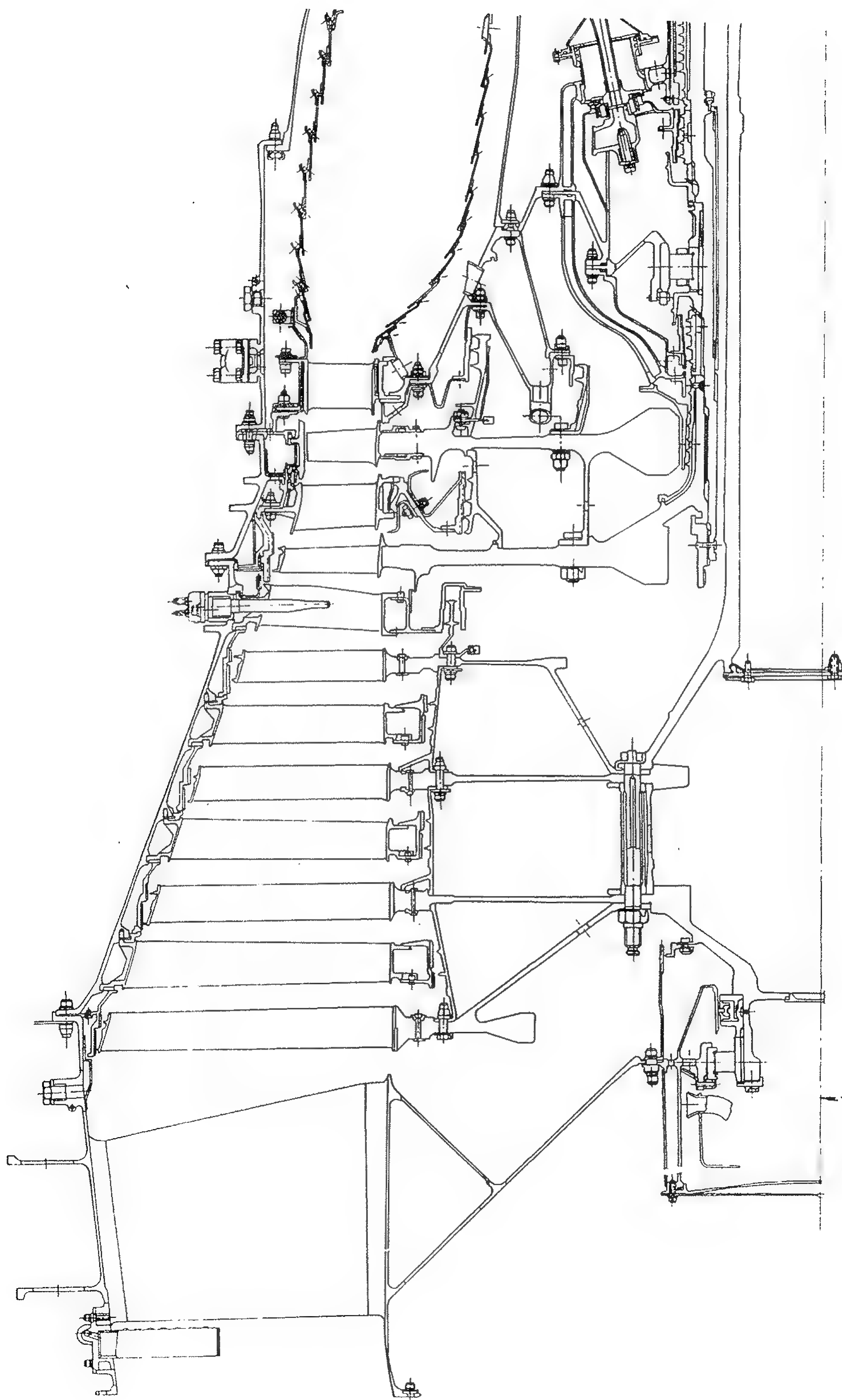


图 8-11 JT9D 发动机涡轮结构图

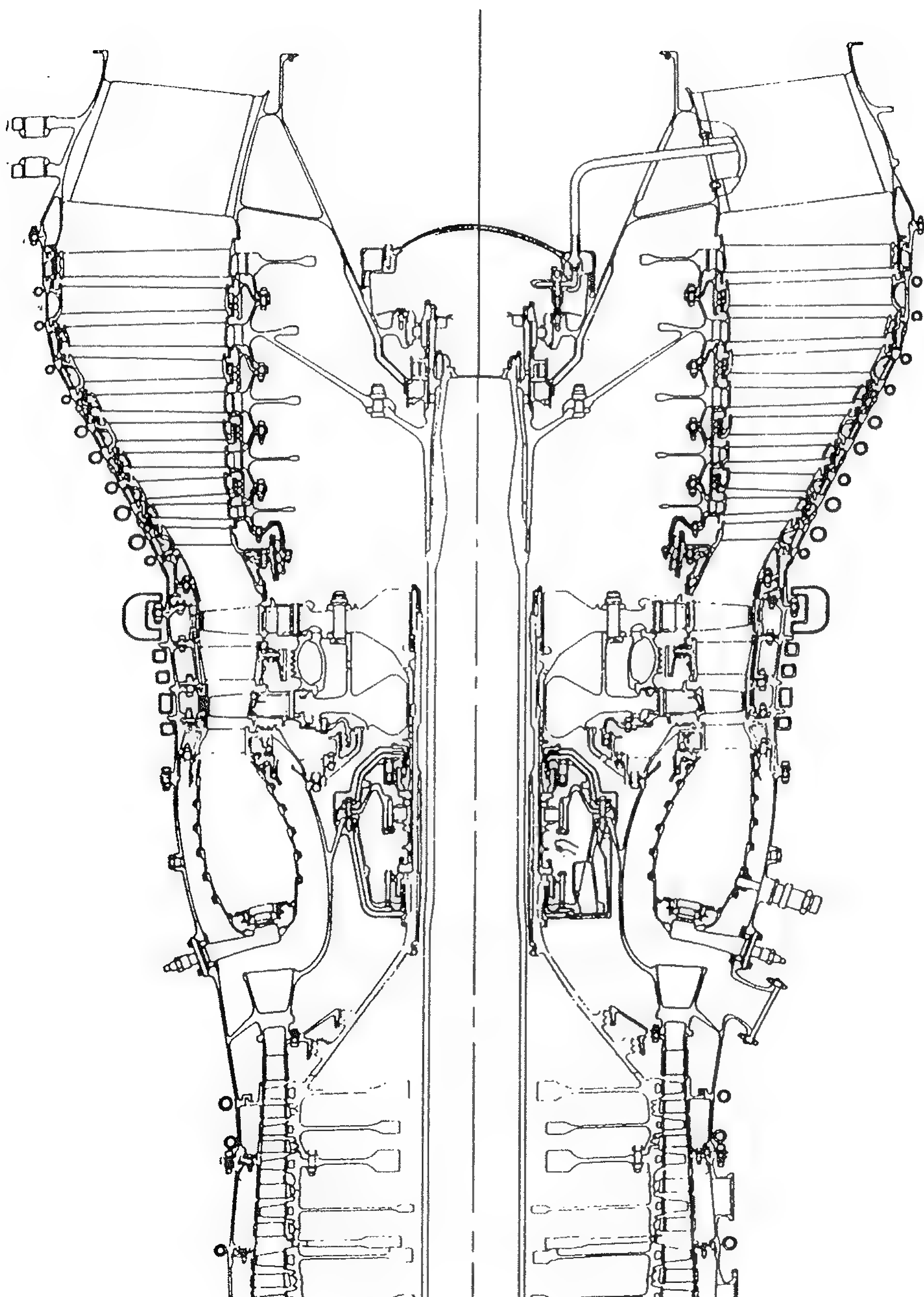


图 8-12　PW2000发动机涡轮结构图

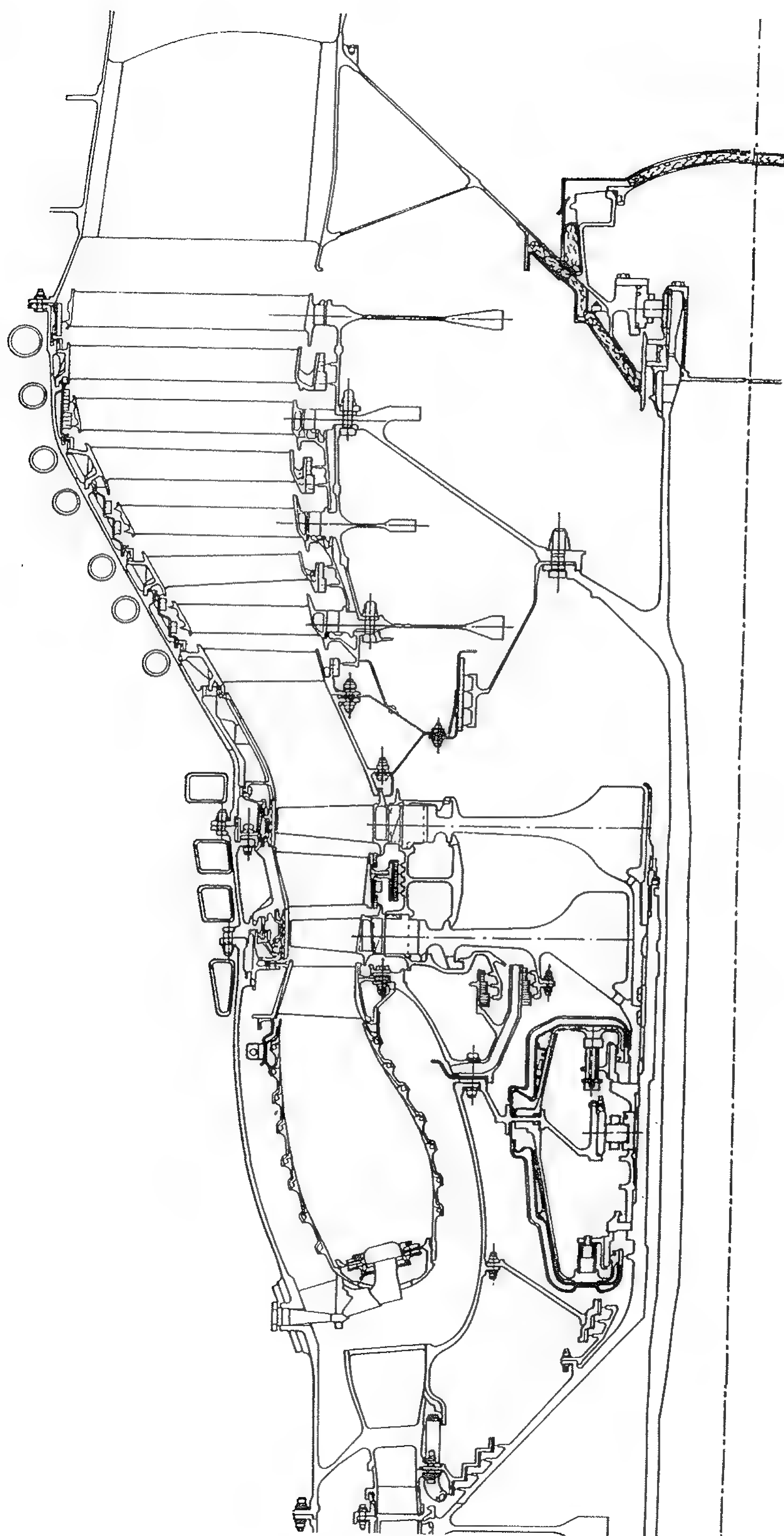


图 8-13 PW4000发动机涡轮结构图

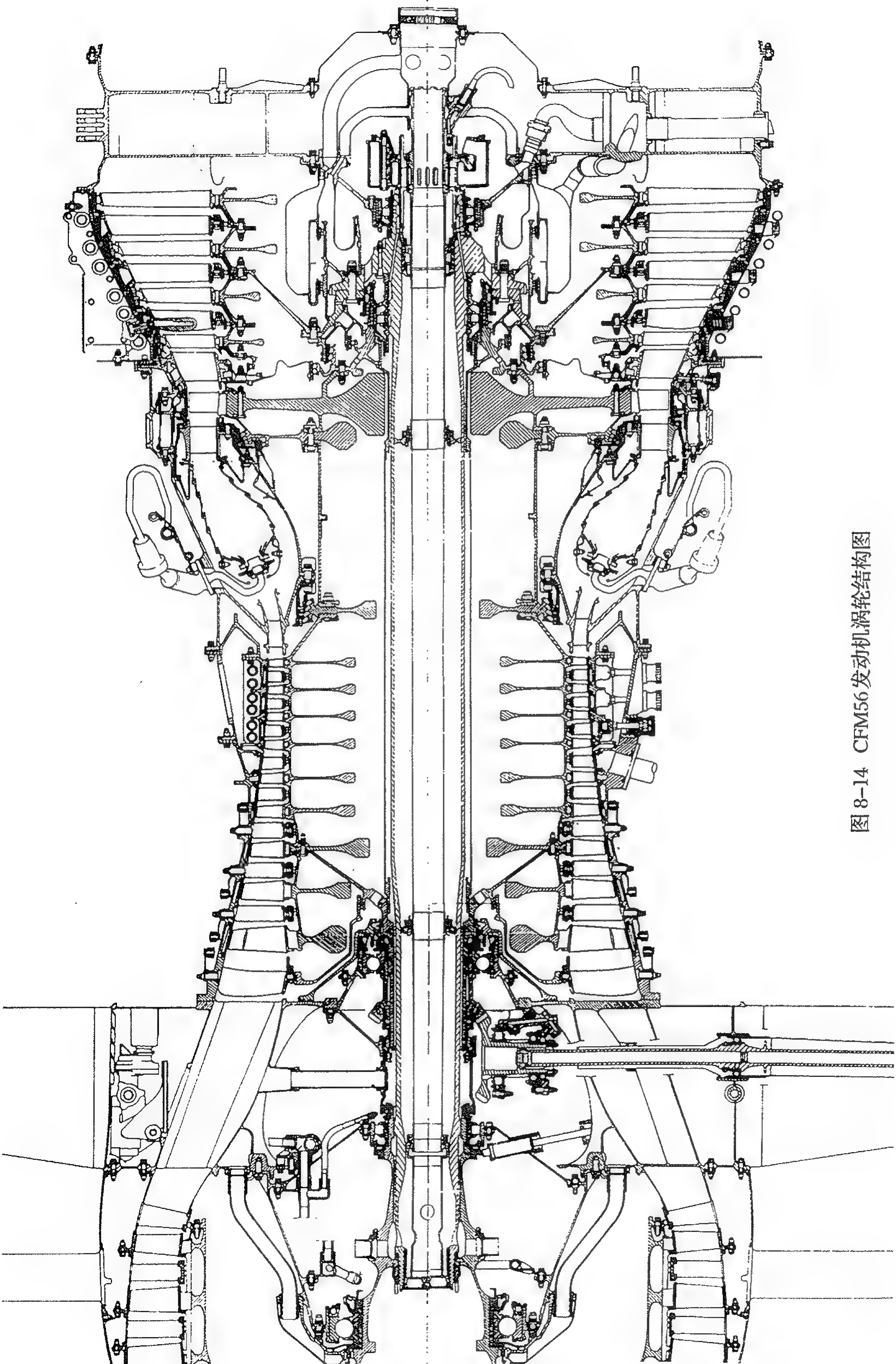
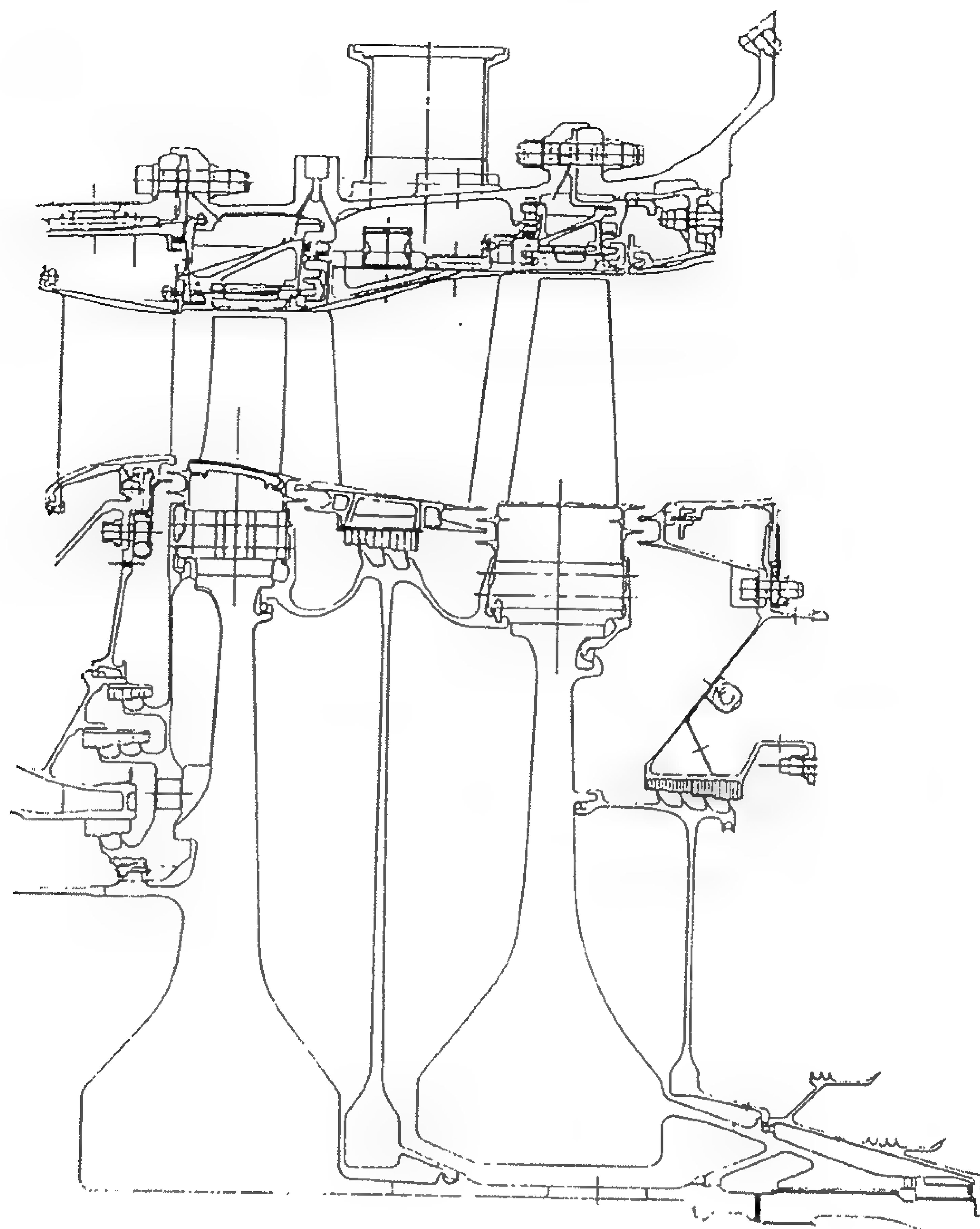
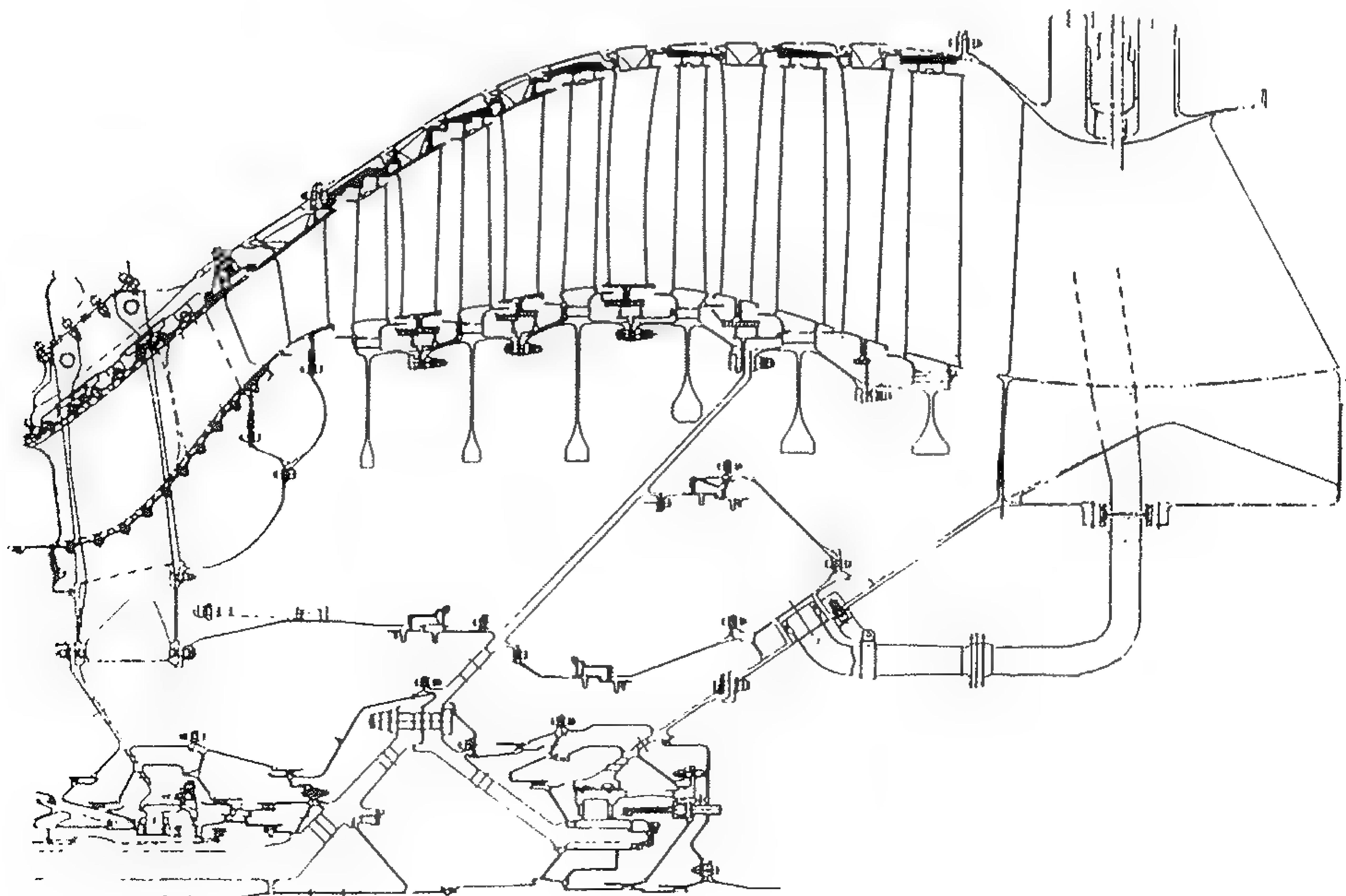


图 8-14　CFM56发动机涡轮结构图



(a) 高压涡轮



(b) 低压涡轮

图 8–15 GE90发动机涡轮结构图

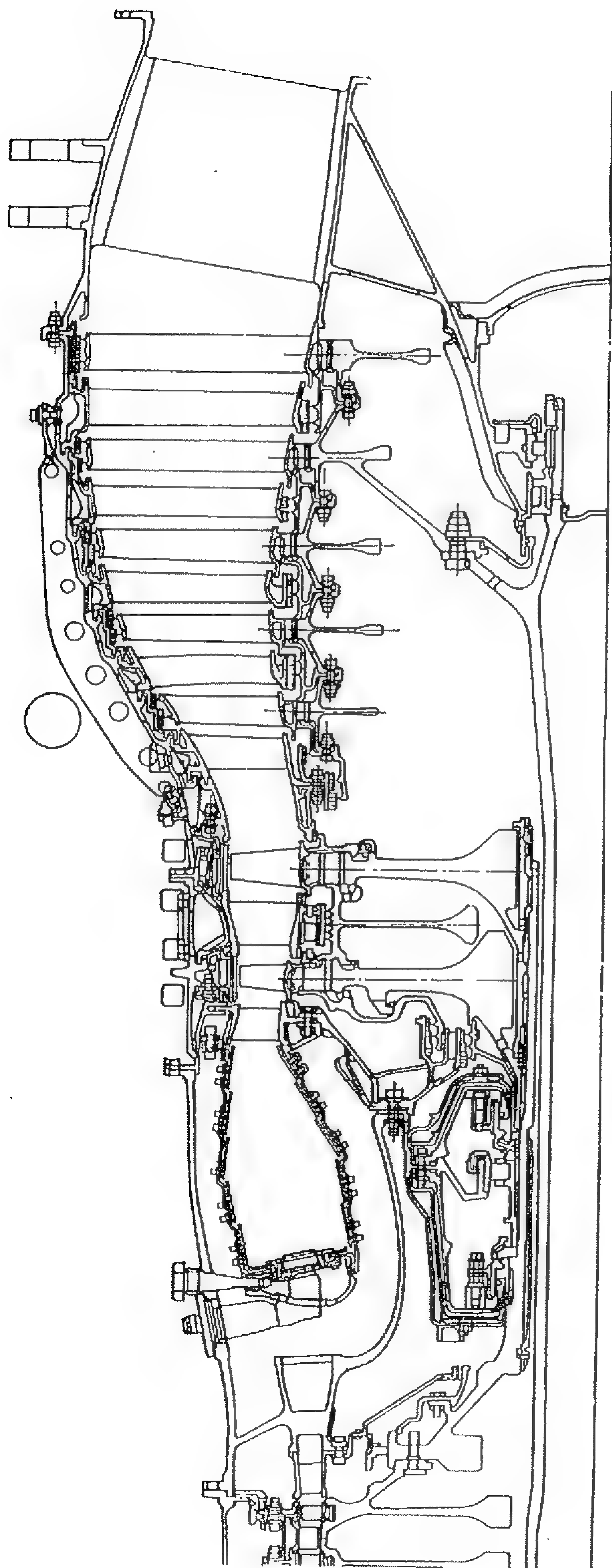


图 8-16　V2500发动机涡轮结构图

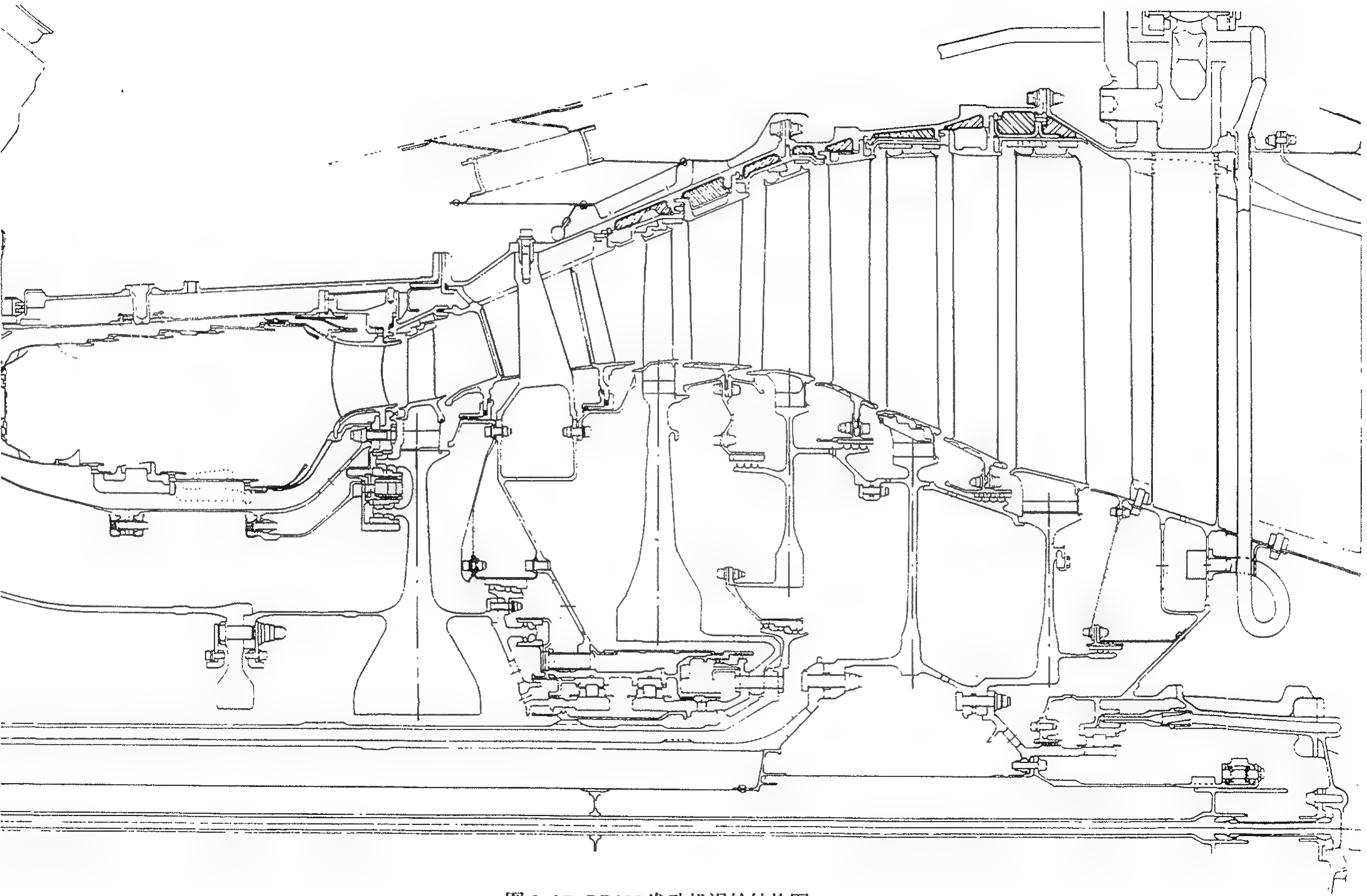


图 8-17 RB211发动机涡轮结构图

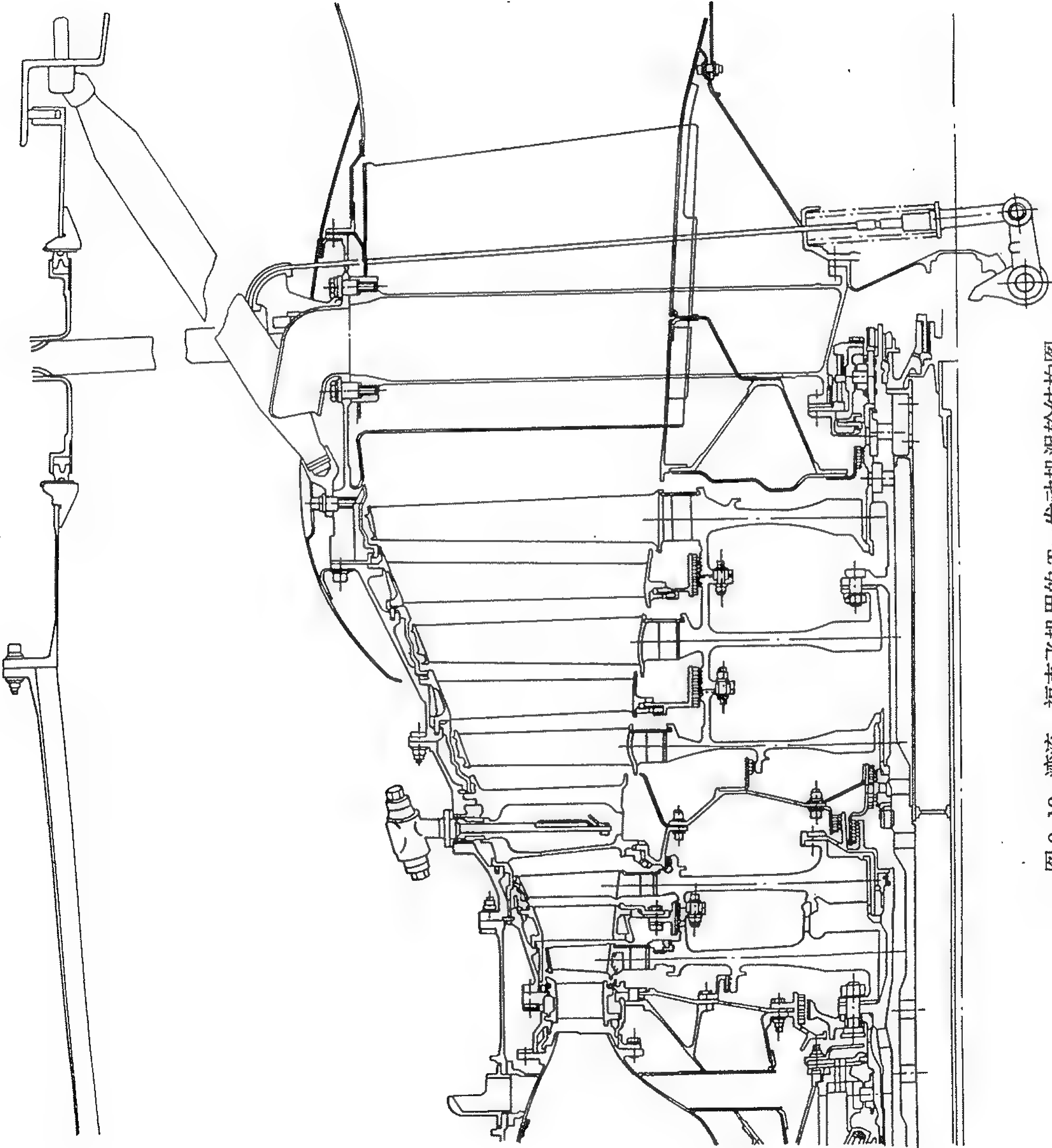


图 8-18　湾流、福克飞机用的 Tay 发动机涡轮结构图

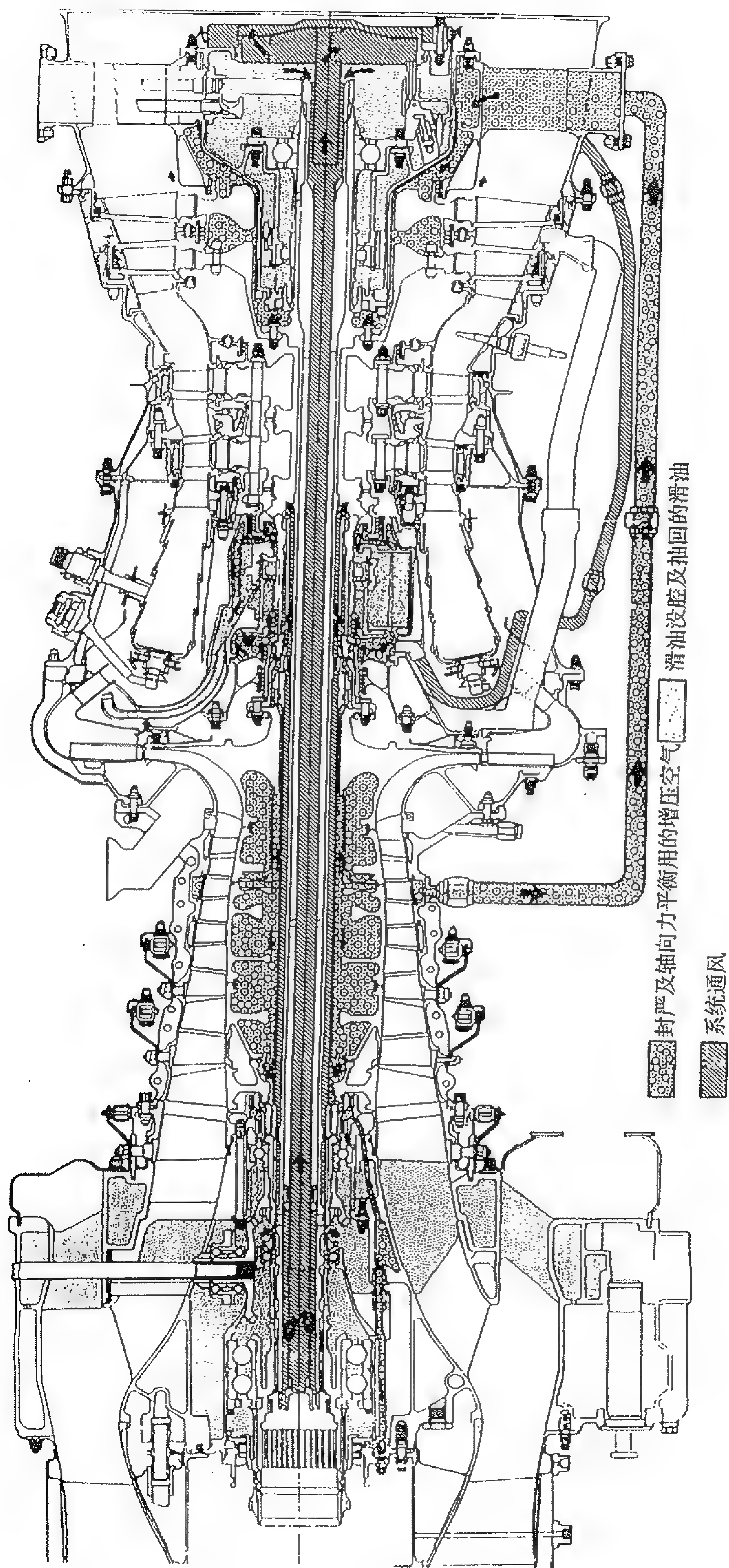


图 8-19 T700 涡轮轴发动机涡轮结构图

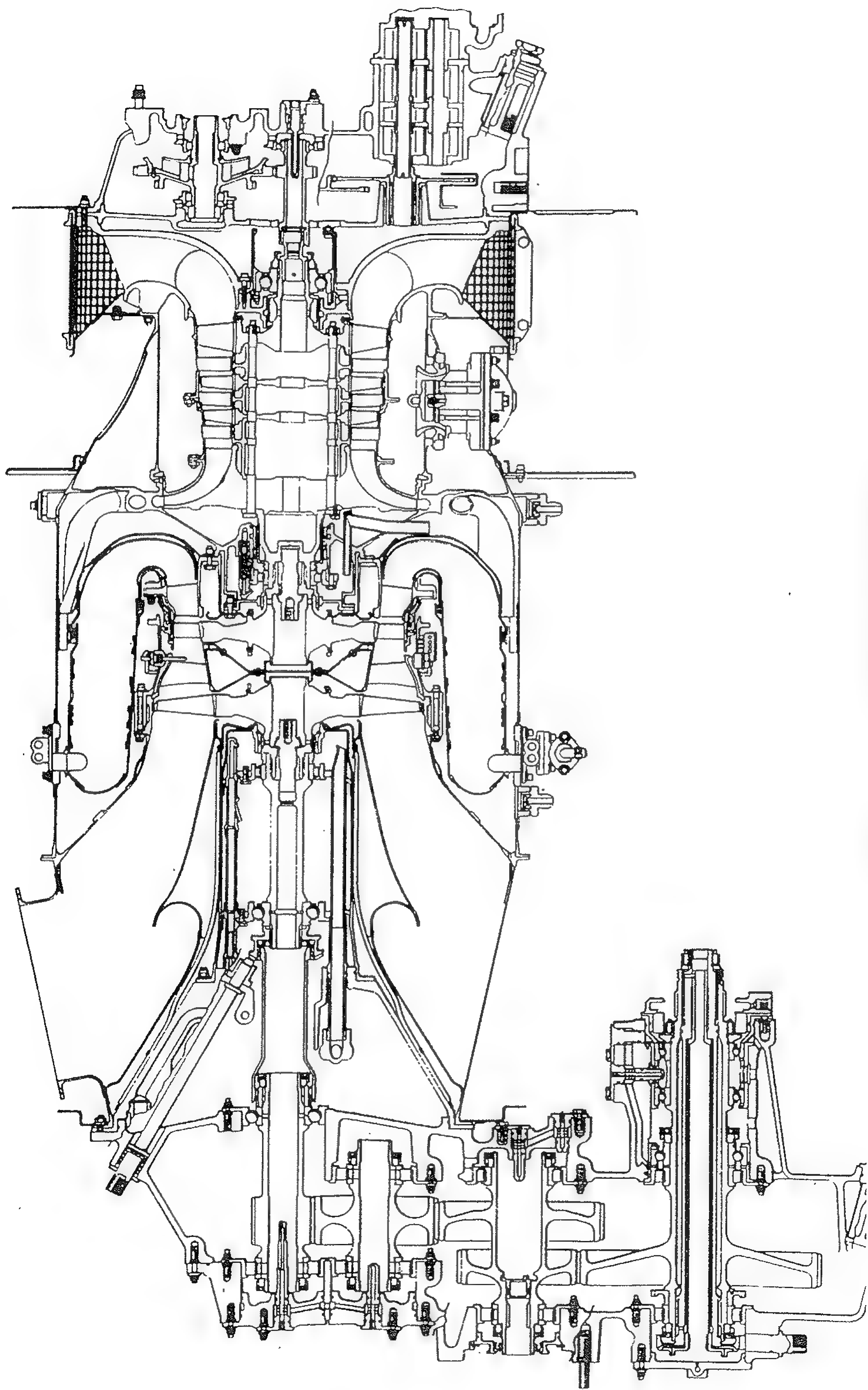


图 8-20　PT6A-65 涡轮轴发动机涡轮结构图

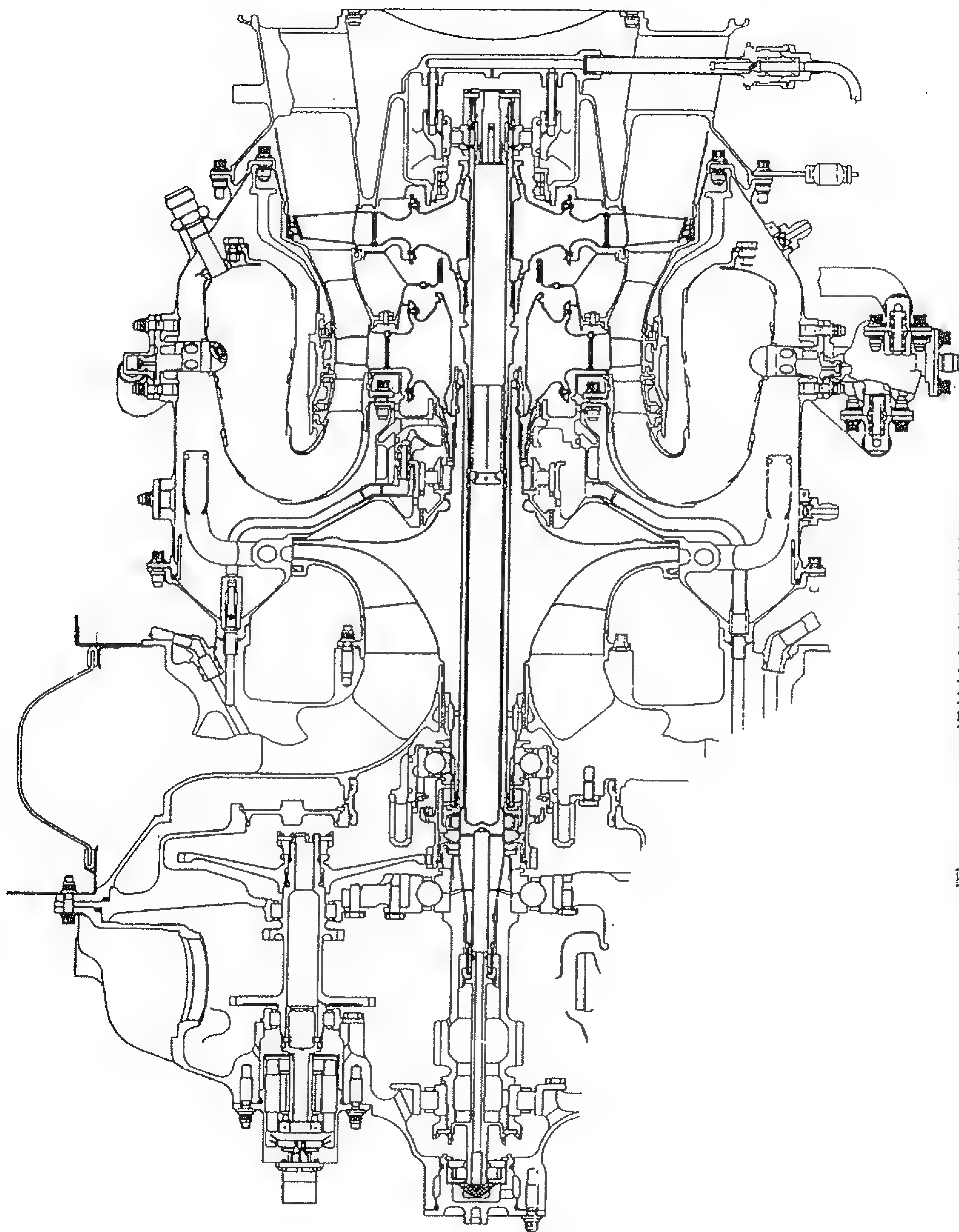


图 8-21 PW200涡轮轴发动机涡轮结构图

8.3　涡轮结构方案设计

8.3.1 设计依据

8.3.1.1　发动机总体结构方案的要求

在进行涡轮结构方案设计时，发动机总体与本部件已经过反复商讨和协调，在双方充分发表意见并取得共识的基础上，总体结构应对涡轮部件有如下要求：

(1) 部件尺寸限制；
(2) 部件质量限制；
(3) 部件与相邻部件的接口尺寸要求；
(4) 转子支点布局和转子动力学设计要求；
(5) 有无承力机匣(轴承支点)和发动机安装节；
(6) 燃烧室出口温度场品质；
(7) 总体空气系统安排；
(8) 转子推力平衡安排；
(9) 总体装配和分解程序及单元体划分要求；
(10) 测试要求；
(11) 可维护性要求；
(12) 发动机的使用任务、工作循环和寿命要求；
(13) 其他有关发动机总体结构对本部件结构的要求。

8.3.1.2 涡轮气动设计要求

(1) 涡轮气动的热态流道(包括流道内、外径和导向叶片、工作叶片尺寸和位置)；
(2) 涡轮导向器面积要求和调整范围要求；
(3) 涡轮效率和工作叶片叶尖间隙要求。

8.3.1.3 新材料、新工艺和新结构验证情况

按照发动机研制程序，新结构、新材料和新工艺的研究，不应属于产品设计阶段的工作，应是专门的研究计划——结构完整性计划中预先完成。一个新结构从萌生、构思、试验到应用，要经历三大阶段，即探索性研究、先期性研究和工程研制阶段。

在探索性研究阶段，对新结构、新材料和新工艺仅作概念和简化的理论与试验研究，找出某些初步设计准则。在确认新结构有价值进一步深入研究后，才转入先期性研究阶段。在此阶段，将上一阶段获得的结果，先应用到试验件上，在模拟工作环境的试验器上对新结构、新材料和新工艺进行验证；进而再用于技术验证机上，在真实的工作条件下考验新结构、新材料和新工艺。根据验证结果，来评定新结构、新材料和新工艺是否可用于工程设计。在工程研制阶段，将上一阶段获得的成果，用于新型发动机的设计上，并在真实发动机上进行台架和飞行试验验证。

经历上述三个阶段后，新材料和新工艺达到较为成熟的程度，并产生了可用于工程设计的设计准则。结构方案设计中，采用的新结构、新材料和新工艺应经过上述三个阶段的前两个阶段，至少也要接近走完上述过程并有充分把握。

8.3.2 方案设计

8.3.2.1 涡轮流道和导向叶片、工作叶片的初步安排

(1) 由涡轮气动性能计算给出涡轮流道图，图上应有初步的各排导向叶片和工作叶片的轴向宽度以及导向叶片和工作叶片之间的轴向距离。流道图除从气动设计上考虑外，还必须考虑结构的需要和可能。因此，确定流道图时，性能与结构必须反复磋商、反复协调。例如：按气动计算要求的转速能否被结构接受(通常，高压转子转速受高压涡轮盘许用转速或材料许用应力的限制，低压转子转速则受叶片根部离心应力的限制)；涡轮部件有无中介机匣、导向叶片内腔是否要贯穿承力构件；导向叶片与工作叶片之间的轴向间隙是否合理等。

(2) 根据涡轮前温度、冷却技术、材料和工艺水平，初步确定导向叶片和工作叶片的结构形式，包括冷却叶片的结构和进、排气流路的安排以及工作叶片是否带冠等。

(3) 结构设计要特别注意气动性能对工作叶片径向间隙的要求。径向间隙对涡轮效率有显著的影响，通常，间隙与叶片高度的比值增大1%，涡轮效率将下降1.5%～2.5%。所以，要尽可能采取措施，以减少工作叶片叶尖与机匣的间隙。要使转子和静子具有良好的热响应特性，对间隙值要求很高时，应采取主动间隙控制。

(4) 其他结构因素，也会对效率产生影响，如导向叶片与工作叶片转接是否光滑、进入主燃气流的冷却空气是否冲击主燃气流等。要减少这些损失也应采取一些相应的措施，如工作叶片和导向叶片采用“余高(肩差)”设计、缘板适度“搭接”等，使冷却空气贴附流道壁面流动，减少了对主气流的冲击，从而减少了掺混损失。图8－22为涡轮流道中叶片余高设计示例。余高值由经验确定，它与叶片间轴向间隙、叶片出气角、径向间隙、叶片长度、制造精度和封严情况等有关。

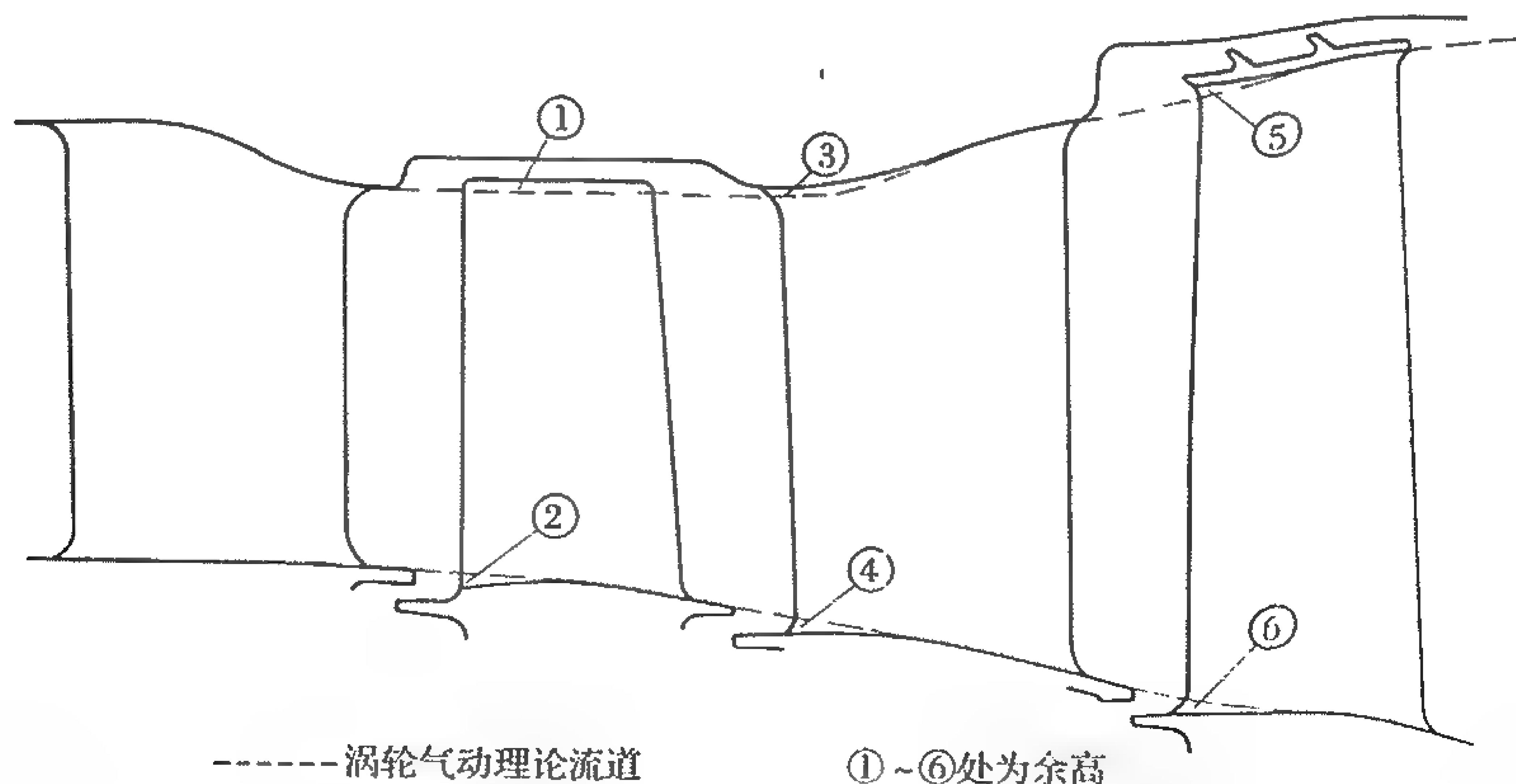


图8－22　涡轮流道中叶片余高设计示例

(5) 在结构方案设计时，流道可不进行详细的冷、热态的尺寸换算，直接采用热态流道，或根据经验按热态流道确定一个近似的冷态流道。因为，此时零件温度和材料还尚未确定，冷、热态换算还不具备条件，而采用热态流道或根据经验暂定的冷态流道，对结构方案工作不会产生大的影响。

(6) 当采用涡轮中介机匣或高低压涡轮直径相差较大时，必须扩大涡轮的轴向尺寸。如图8－17增大中压涡轮导向叶片的弦长，以便穿过承力构件。又如图8－13，为协调高低压涡

轮流道尺寸，增大轴向尺寸，设置转接流道。

8.3.2.2 转子方案设计

(1)涡轮盘结构形式的初步设计

在获得了流道图并考虑上述内容后，如何着手整个涡轮部件结构的安排，会有很多方法，但比较可取的一种方法是从转子开始。因为转子零件的工作条件更苛刻，所以转子上的构件必须首先安排，结构空间应优先满足转子构件的需要。在转子上，则应从与工作叶片相连的盘设计开始，并从高压涡轮盘开始设计。

涡轮盘的功用是固定工作叶片并将工作叶片从燃气中获得的涡轮功率传到涡轮轴上。盘承受工作叶片叶身、榫头和榫槽凸缘部分和盘体本身的巨大离心力以及由于盘沿径向和轴向温度不均匀而引起的热应力。盘是发动机的关键零件，它的破坏会造成飞机的灾难性事故，所以，要特别重视盘的结构设计。

首先，可根据经验和强度估算，初步确定轮缘的宽度和轮盘的外径。这两个尺寸与工作叶片榫头有关，从受力和传热考虑，初步确定工作叶片的中间叶根和榫头形式和尺寸。盘心孔的直径可根据高压轴的轴承内径、轴的壁厚、低压涡轮轴等因素来初步确定。这样，可估算盘心轴向宽度和轮辐形状。然后，设计盘与轴的连接结构、工作叶片限动装置和封严装置等。

(2) 工作叶片与盘的连接

在涡轮中，枞树形榫头是传统的连接方式。通常榫齿数目为 2～5 对或更多些。初步方案设计中，可选用相近的成熟机种现成榫头形式(可根据叶片的离心负荷、叶片数目、榫头尺寸、盘外缘直径以及叶片和盘材料的膨胀系数、叶片榫头与盘榫槽位置的温差来估计)。若无合适的榫头形式可选择，则需要重新设计榫头，在这种情况下，应尽早优化设计榫头尺寸，进行详细的应力分析，并做光弹试验，以寻求合理的结构参数，最大限度地降低应力集中。

工作叶片常带有中间叶根，它是叶片到榫头的过渡段，它将叶身的离心力均匀地传给榫头。伸根段通常用冷却空气有效地减少由叶身传给盘的热量并降低榫头连接部位的温度。减小盘缘与盘心的温差、降低盘的热应力。

(3) 工作叶片的轴向固定

在早期发动机上，常采用结构简单的锁片。在具有冷却的叶片上，为防止冷却空气的泄漏，不采用锁片而采用挡板。挡板的形式有多种多样，不少挡板与具有其他功能的结构结合在一起，如其上有封严篦齿，再通过销钉或螺栓固定到盘上(如图 8－14 高压盘)。由于在盘上开孔对盘的低循环疲劳寿命有较大影响，因此，在设计中，特别强调在盘上少开孔或不开孔，而采用所谓“无螺栓挡板”结构，如 F100，M88，PW2000 和 PW4000 发动机的高压涡轮工作叶片的轴向固定就采用了这种结构形式，见图 8－4，图 8－7，图 8－12 和图 8－13。

(4) 盘与轴的连接

盘与轴的连接要求定心好、连接可靠，应能传递扭矩和轴向力。

盘与轴连接的常用结构有：

a. 用径向销钉的盘/轴连接结构，如 WP6，WP7 和 WP13 发动机等(图 8－1～图 8－3)；

b. 用螺栓将轴与盘连接在一起的结构，如 АЛ－31Ф 发动机(图 8－8)；

c. 用螺栓将盘的外伸安装边与轴连接在一起的结构，如 CFM56 发动机(图 8－14)；

d. 用盘的外伸花键齿轴颈与轴配合、螺母压紧的结构，如 F100，JT9D，PW4000 发动机等(图 8－4，图 8－11 和图 8－13)；

e. 用盘外伸安装边上的端面弧齿与轴配合、用螺栓连接的结构，如 RB199 发动机(图 8－6)。

在这些方案中，用螺钉或销钉与盘直接连接，必须在盘上开孔，这将使盘的低循环疲劳寿命降低，因此，对长寿命发动机不宜采用。

盘带外伸轴颈花键的结构，常用于涡轮前有轴承支点的结构中，这样便于装配。这种结构，盘的毛坯锻件大，需要数万吨水压机才能锻造；当外伸轴颈与盘分开制造时，也可以用摩擦焊将外伸套轴颈与盘连接在一起。在某些发动机上，设计一个轴颈来替代盘的外伸段，如 АЛ－31Ф 发动机的低压涡轮转子(图 8－8)和 JT9D 发动机的低压涡轮转子(图 8－11)。

在涡轮前无轴承的结构中，广泛采用盘外伸安装边与轴用螺栓连接的结构。此处，盘的安装边与轴的圆柱面常带一定过盈(如 0.1mm)，螺栓压紧依靠摩擦传扭。这种结构定心好、连接可靠、结构简单。

在某些发动机上，盘与轴的安装边之间常采用端面弧齿。这种结构，具有冷、热态下定心好的优点。但结构复杂、需要专用机床制造。

(5) 转子联轴器

通常采用渐开线花键和连接螺母。花键传递涡轮带动压气机(风扇)的扭矩。螺母承受涡轮转子的轴向力。

在早期单转子 3 支点的发动机上，其联轴器除渐开线花键、螺母连接外，还设计有球形零件，借助它来补偿被连接轴之间的不同轴度(如 WP6 发动机)。在双转子发动机上，高压转子采用两个支点，而涡轮转子与压气机转子多采用刚性连接。低压转子采用 3 个支点，其联轴器也多半采用带有球面零件的花键和螺母的联轴器(如 WP7、WP13 发动机)。但在近代发动机上，大多采用无球形零件的花键套齿加螺母的联轴器。这种结构是基于提高机匣加工精度(保证同心度和控制变形量)和采用鼓形滚柱轴承等措施后才得以实现的。

8.3.2.3 轴承支点结构方案设计

(1)轴承是发动机的关键零件之一，涡轮轴承在高转速、高温、高负荷下工作，工作条件苛刻。通常用 DN 值代表轴承的特性(D 为轴承内径，单位为 mm；N 为轴承转速，单位为 r/min)，如 F100 发动机为 2.3×10^6；F110 发动机为 2.0×10^6；F404 发动机为 1.6×10^6；RB211 发动机为 2.2×10^6。DN 值大，则滚柱的离心力大，滚柱与外径跑道的接触应力大，摩擦热量大，轴承工作温度高。同时，DN 值大，滚柱保持架不平衡引起的离心力也大，可能造成轴承振动。目前，航空发动机 DN 值的水平为 $(2.0\sim3.0)\times10^6$mm·r/min。

轴承内径决定了轴的外径尺寸，而轴的直径尺寸决定了轴的刚性，它直接影响发动机转子动力学特性。因此，一般选择较大的轴直径，但该直径又受 DN 值当前水平的限制。为此，首先根据转子转速、轴承内径、轴承负荷、轴承寿命和转子动力学的要求来选定轴承。

(2) 轴承位置安排

若是单转子发动机，在涡轮部件上，通常设置一个滚柱轴承，置于涡轮转子前或涡轮转子后。

若是双转子发动机，在涡轮部件上，通常有两个滚柱轴承，其分布形式有：

a. 一个轴承设置在高压涡轮前，另一个轴承设置在低压涡轮后，如 F100，JT8D，JT9D，PW2000，PW4000，V2500，Tay 发动机等(图 8－4、图 8－10～图 8－13、图 8－16、图 8－18)；

b. 两个轴承分别置于高压涡轮转子和低压涡轮转子之后。一种形式为高压涡轮转子支点为中介轴承，它支承在低压涡轮转子上，如 F404，M88，АЛ－31Ф，РД33，CFM56 发动机(图 8－5、图 8－7～图 8－9、图 8－14)；另一种形式分别为有机匣支承轴承，如 GE90 发动机(图 8－15)；

c. 两个轴承分别置于高、低压涡轮转子之前，其中低压涡轮转子支点为中介轴承，它支

承在高压涡轮转子上，如 WP7、WP13 发动机(图 8－2、图 8－3)；

d. 一个轴承设置在高压涡轮转子之后，另一个轴承设置在低压涡轮转子之前，两个轴承都支承在涡轮中介承力机匣上，如正在研制的 EJ200 发动机，其结构类似于 RB199 发动机的中压和低压涡轮(图 8－6)。

对于 3 转子发动机，其涡轮支点的配置方式与上述形式相似，如 RB199、RB211 发动机(图 8－6、图 8－17)。

(3)根据整台发动机转子动力学分析，确定是否在涡轮轴承支点采用柔性支承或挤压油膜阻尼。这时，就必须考虑设置柔性支承、挤压油膜阻尼的空间。

弹性支承提供转子动力学要求的支点支承柔度值。弹性支承加挤压油膜装置，除提供所需支承柔度外，同时提供所需阻尼，弹性支承也起挤压油膜的定心作用。无中心弹性支承的挤压油膜轴承，同时提供所需的支承柔度和阻尼。

用柔性支承调整后的转子动力学特性，应使转子刚体型临界转速处于发动机慢车转速以下，转子弯曲型临界转速处于发动机最高工作转速以上，并应有 20％以上的裕度。

常用的柔性支承，如 Spey，Tay 发动机高压涡轮前支点和低压涡轮后支点，如图 8－18 所示。

近期，较多发动机上采用结构很简单的挤压油膜轴承，在轴承外环上直接设置油膜，用轴承两侧板控制小的轴向间隙并防止轴承外环周向转动。RB199 发动机采用了这种结构形式，见图 8－6。

挤压油膜轴承参数由转子动力学计算来确定，最终用转子试验或发动机试车来调整。

(4) 轴承腔的布置

轴承腔结构包括滑油系统的供油、回油和通气、轴承腔的封严结构、挡油空气的流路安排以及轴承腔的冷却与隔热。

传统的供油方案，是在轴承一侧或两侧向滚柱与内圈缝隙喷油。这种供油方式有相当一部分滑油被反射或飞溅，仅有一部分滑油有效地进入轴承，因而影响冷却效果。通常，由摩擦产生的热量或由涡轮盘传入的热量使轴承内环的温度升高。为了提高滑油冷却效果，目前，多采用轴承内圈内侧供油。内圈内侧供油，使滑油首先通过内圈，再靠离心力从内圈上的孔甩出，冷却滚柱和外圈，有效地利用了滑油。RB199 发动机采用了这种结构形式，如图 8－6 所示。由于涡轮支点轴承处于较高的环境温度中，因此，设计时应尽可能采用轴承内圈内侧供油结构。

回油油路的截面面积应足够大，避免在回油油路上积存滑油或将滑油搅拌，引起回油温度升高和发泡。若回油池壁面被较高温度的气流所包围，则应采取措施，设置隔热壁或隔热层，以降低回油池壁表面的温度。

轴承腔要设置挡油和封严系统，用于防止滑油泄漏。该系统通常由篦齿、涨圈或石墨接触式封油再加外层的篦齿封严组成。

若用篦齿封油，则应很好地控制篦齿外侧的气流压力，要防止过多的气体流入轴承腔，使轴承腔压力增高，影响滑油系统正常工作。当轴承腔周围的挡油空气压力较高时，可采用多级篦齿封严(当然要占较大的空间)。这种篦齿封严结构的优点，是不受温度和封严面切线速度的限制，它更适用于封严面切线速度很高的对转转子中介轴承的油腔封油。

若用涨圈式封严，则要正确设计涨圈的弹力和外侧压力。涨圈的外圆表面和靠油腔内侧端面是封油表面。涨圈外侧压力必须加以控制。压力过大，有较多空气漏入轴承腔，使轴承

腔压力升高。同时，涨圈会紧紧压靠在转动的涨圈座上，被涨圈座带动，致使涨圈外圆表面与涨圈套相磨，并很快磨出沟槽，从而使封严失效。涨圈封严的应用，受涨圈金属材料的使用温度和封严处切线速度的限制。目前，铬钼铸铁涨圈的最高切线速度约 120m/s。

石墨封严装置是封严效果较好的一种接触式封严，可耐更高的温度、允许更高的切线速度并承受较高的压力差。目前可用在压降为 0.2MPa、环境温度为 427℃ 和切线速度为 122m/s 的封油部位。

8.3.2.4 **涡轮静子方案设计**

(1) 承力机匣设计

承力机匣要有足够的刚性，工作时变形量应小，以防止因承力机匣变形过大而引起涡轮机匣变形，使涡轮工作叶片与静子相碰，导致工作叶片叶尖碰磨而不得不增大叶尖间隙，从而使涡轮效率下降并引起发动机振动。

承力机匣的位置取决于支承涡轮转子的轴承。

与上述轴承安排相适应，其承力机匣配置分别有涡轮前承力机匣、涡轮中介承力机匣和涡轮后承力机匣。

涡轮承力机匣设计的特殊问题，是承力机匣各构件具有不同的温度，机匣内会产生热应力。为此，设计时必须采取适当的措施，减小热应力。

涡轮前承力机匣有两种形式：一种是轴承悬臂地支承在燃烧室内壁机匣上，燃烧室内壁前端与内外相连的燃烧室扩压段连接，再与发动机主承力系统相连。如 F100 发动机涡轮前轴承(图 8－4)。另一种是燃烧室机匣与高压涡轮导向器组成一个“盒形”结构，通常在高压涡轮导向叶片内设有承力杆，承力杆处于导向叶片冷却空气的包围之中，如 WP7 和 WP13 发动机的涡轮前轴承机匣(图 8－2 和图 8－3)。

涡轮中介承力机匣和涡轮后承力机匣的结构形式通常有下列三种：

a. 整体内机匣和通过导向叶片或整流叶片的空心承力支板，用螺栓加衬套与机匣相连，如 RB199 发动机的涡轮中介机匣和 Tay 发动机的涡轮后机匣，见图 8－6 和图 8－18；

b. 整体式机匣，即外机匣、空心承力支板和内机匣焊成一体，如 F404，见图 8－5；

c. 用径向长螺杆将外机匣与轴承座相连的机匣方案，JT8D 发动机，见图 8－10。

对于螺钉加衬套连接的结构，设计时应使空心承力支板与内环的膨胀量小于或等于外机匣的膨胀量，即使在瞬态也不应使支板与内环膨胀量过多地大于外机匣膨胀量，以使外机匣能承受其热应力。

对于整体焊接机匣，有三种形式(图 8－23)。

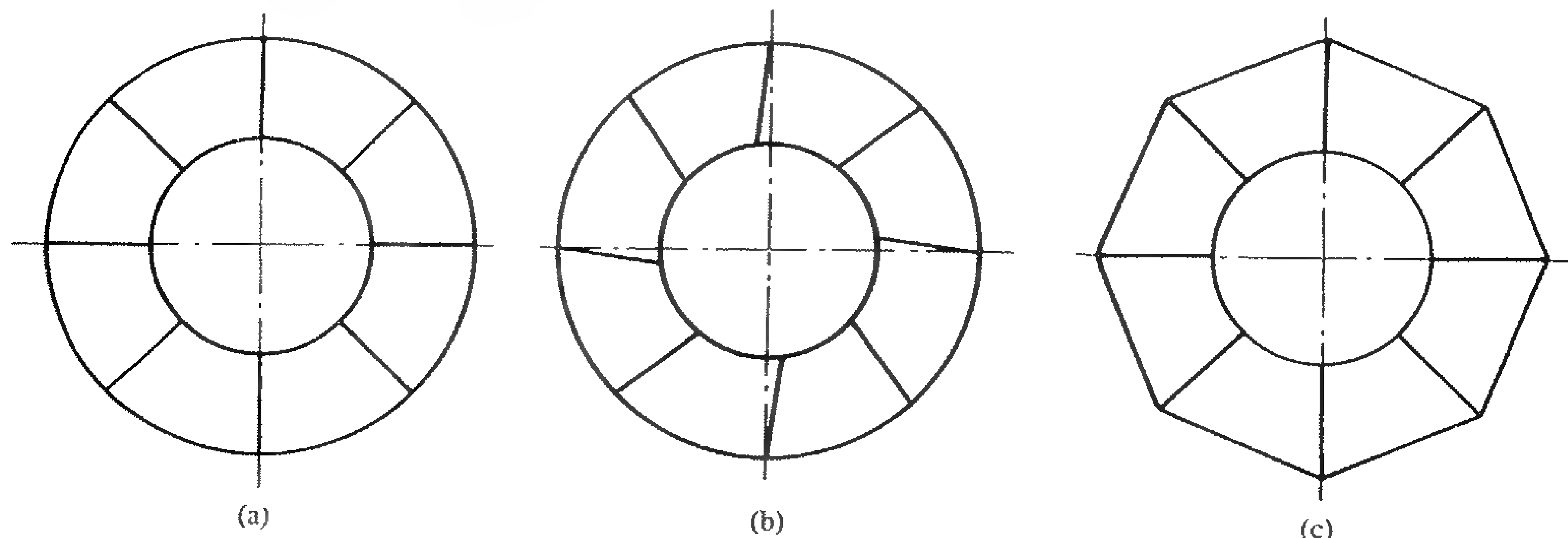


图 8－23 整体焊接机匣的三种形式

一种是圆外机匣——径向支板——圆内机匣焊接在一起(图 8－23(a));另一种是圆外机匣——斜支板(准切向支板)——圆内机匣焊接在一起(图 8－23(b));第 3 种是多边形外机匣——支板——圆内机匣焊接在一起。第 1 种形式的机匣,往往有较大的热应力,因而,在外机匣的支板端头附近易出现裂纹。第 2 种形式的机匣,当构件间出现热伸长不一致时,内环可适当转一个角度来补偿,因而减小了热应力。第 3 种形式机匣,则可以同时满足机匣刚度大和低热应力的设计要求。

长螺栓结构，在较早期的涡轮发动机上应用，如 J75,JT3D,JT8D 发动机，它要处理好长螺栓和机匣刚度的关系。

涡轮中介承力机匣和涡轮后承力机匣,常利用空气系统的冷气来控制其各部分的温度,以减少机匣内部的热应力,也常采用不同线胀系数材料的机匣构件使之匹配。

在设计中采用何种机匣方案与发动机总体结构方案、发动机转子动力学特性有很大关系,也与某公司或某设计集团的设计传统、设计经验直接有关。如美国 GE 公司多采用焊接整体机匣，对具有较大热应力的，则采用斜支板或多边形机匣；英国 RR 公司多采用螺钉连接机匣；美国 PW 公司传统采用长螺栓结构。各公司都成功地运用自己的设计经验，不轻易改变。因为变更结构形式，需要自己重新摸索规律，要付出较大的代价。因此，只有确认自己的经验对新设计不能满足时，才去采用新结构。

对于加力涡轮风扇发动机，涡轮中介机匣或涡轮后机匣常与外涵机匣连接起来，它与外涵的承力环一起组成一个刚性较强的承力框架。在该处往往设置有发动机的辅助安装节。涡轮机匣与外承力环之间，用若干根可调整长度的拉杆连接，此时，应慎重处理与内涵机匣的同心度。

(2)涡轮机匣

涡轮机匣主要用于支承导向叶片并承受导向叶片负荷和轴向力。

除早期个别发动机上曾采用对开式机匣外，涡轮机匣均为整体式。这是因为涡轮机匣工作温度高，又不均匀，且变化又大，若用对开机匣,由于原始刚性不均匀，工作时容易发生机匣变形，从而引起转、静子相磨。若采用整体机匣，为解决转、静子的装配，要采取相应的措施:机匣分段或工作叶片和导向叶片逐级装配；装配前，对多级涡轮转子要带着静子机匣在平衡机上进行动平衡。

(3) 导向叶片与机匣的连接

导向叶片与机匣的连接应保证导向叶片定位可靠，能承受弯矩和扭矩。现有的连接方式基本上有如下几种：一种是螺钉连接，如 WP7、WP13 发动机(图 8－2、图 8－3);一种是挂钩式连接，如 PW4000 发动机低压涡轮导向叶片等(图 8－13);另一种是端面螺栓固定,如 F404 发动机低压涡轮导向叶片(图 8－5)。通常,高压导向叶片的固定结构形式较多，主要与燃烧室出口结构有关，导向叶片往往不能用挂钩与机匣相连，而用螺钉端面固定或夹在两个安装边之间，如图 8－13 和图 8－14 所示。

8.3.2.5 转子和静子间隙

在方案设计阶段,可以根据经验大致地确定转子和静子的轴向和径向间隙。可以暂时将转子叶片设置在两级静子叶片中间，而径向间隙则可以假定一个小间隙或零间隙。待构件的尺寸、材料、温度等确定后，经过计算，在技术设计阶段再给出具体值。当对涡轮效率要求很高时，为了保持较小的工作叶片叶尖间隙，就应采用主动或被动间隙控制技术。间隙控制技术，主要通过改变静子的热响应去适应转子的热响应。通常控制冷却机匣用的冷气量和温

度，并选用低膨胀系数材料的机匣，如CFM56和PW4000发动机上，涡轮机匣都从压气机和风扇引气进行冷却，并通过全功能数字控制系统按工作状态进行控制。

8.3.2.6 空气系统的布置

涡轮空气系统的作用是：

(1) 给导向叶片和工作叶片提供冷却空气；

(2) 涡轮盘的冷却与均温；

(3) 油腔的挡油与冷却；

(4) 转子轴向力平衡；

(5) 机匣或其他构件的温度调整和均温。

空气系统引自压气机级间和压气机出口的恰当压力和温度的空气。要尽可能节约冷气用量，以减少性能损失。在流程上要仔细设计几何形状，使其尽可能减少流动损失，并尽可能回收冷气能量。

在方案设计时，首先要安排好空气流路走向，大致确定轴向力平衡腔的封严位置。待空气系统流阻损失计算和传热计算后，再修正冷气流路上孔的面积大小。

8.3.2.7 涡轮零件的材料选择

根据零件的功能、工作条件、受力情况、寿命要求等，来选取涡轮零件的材料。选材要考虑如下几个方面：材料的机械性能、材料的物理性能、材料的环境性能、材料的工艺性、材料的使用经验、材料的经济性等。

对涡轮部件而言，主要是选择工作叶片、导向叶片、盘、轴、机匣和封严装置等零件的材料。

对工作叶片，着重考虑材料的如下一些性能：低循环疲劳性能、高循环疲劳性能、热疲劳性能、屈服强度、蠕变/应力断裂性能、抗氧化和抗腐蚀性能、材料的薄壁效应、缺口敏感性以及涂层影响等。

对导向叶片，热负荷高于工作叶片，但受力比工作叶片小，选材时要着重考虑热疲劳性能、低循环疲劳性能、高循环疲劳性能、蠕变/应力断裂性能、抗氧化和抗腐蚀性能、材料的薄壁效应以及涂层影响等。

对涡轮盘，要着重考虑材料的屈服强度、极限强度、低循环疲劳性能、高循环疲劳性能、蠕变/应力断裂性能、断裂韧性以及线膨胀系数等。

对涡轮轴，要着重考虑材料的屈服强度、极限强度、低循环疲劳性能、高循环疲劳性能、蠕变/应力断裂性能以及线膨胀系数等。

对涡轮机匣，要着重考虑材料的屈服强度、极限强度、低循环疲劳性能、高循环疲劳性能、蠕变/应力断裂性能以及线膨胀系数等。

对封严环，要着重考虑材料的屈服强度、极限强度、低循环疲劳性能、高循环疲劳性能、蠕变/应力断裂性能、抗氧化和抗腐蚀性能以及线膨胀系数等。

8.3.2.8 主要构件的温度计算

在确定了气动参数、结构尺寸和冷却空气的流向、流量及其分配、流通面积后，即可开展热分析，进而计算并确定主要构件的温度。有时，部分构件的温度亦可根据经验来对比确定。此时，计算确定的温度是近似的，可能不太精确，但可用于强度计算和尺寸链计算。关于热分析和构件温度计算在《航空发动机设计手册》的分册中叙述。

8.3.2.9 **主要构件的强度分析**

在结构方案阶段，应对叶片、盘、轴和主要承力机匣进行静强度、刚度、振动和转子动力学分析，以确定结构的主要尺寸。强度计算总是与结构设计同时进行的，有了初步的结构构思图形，就要进行强度计算，以便比较不同结构的应力水平和应力分布、刚度优劣，从而来选择和优化结构设计。在这一设计过程中，总是与其他因素一起综合、分析和折衷，设计的反复是常有的。相应的强度计算也要反复进行。

在这个阶段使用的计算应尽可能采用简便、成熟和有效的方法。这些计算方法得到的结果不一定十分精确，但是对确定方案是足够的。当然，若方案阶段时间较充裕，也应尽可能做得仔细些、深入些，提前进行下一阶段的部分工作。

关于强度分析在《航空发动机设计手册》的分册中叙述。

8.3.2.10 **质量、质心和转动惯量的估算**

为了衡量部件的质量指标是否满足发动机总体要求，设计的每一步都必须审慎地对部件内部每一个零件进行质量计算。当质量超过设计指标时，应向总体报告，并说明超值的原因。当超值不能被总体认可时，要重新进行结构方案设计。同时要将计算所得的涡轮部件的质心和转动惯量值，提供给总体结构，以便计算全台发动机的质心位置和转动惯量。

涡轮结构设计者应统计并积累现役国内外发动机涡轮部件的质量数据并进行统计分析该值占发动机总质量的百分比。

8.3.2.11 **材料和工艺会审**

在方案设计过程中，结构设计者应向材料和冷、热工艺人员说明零件的功用和工作条件以及初步结构设想，并与材料和工艺人员一起商讨，使零件结构既能达到设计要求，又选材合理并能方便制造。

在我国，有设计、材料、工艺三结合设计的传统习惯，我们应坚持和发展这一良好的做法。在国际上，从20世纪70年代以来，出现了“多功能”设计小组、“一体化”设计小组、“并行工程”小组、“加工到设计”小组等，使设计更完善、零件更便于制造，更有利于降低成本、使用性更好并便于维修等。这些行之有效的做法，体现了设计过程中设计与材料、工艺的密切结合。

方案设计阶段的材料和工艺审查，主要解决结构方案中的关键材料和关键工艺并认定没有影响结构方案可行性的材料和工艺问题。

8.3.2.12 **结构方案的审定**

完成结构方案设计图时，同时要写出相应的技术报告，至少应包括结构方案设计说明书、温度计算报告、强度计算报告、工艺审查报告等，并按职责规定，经设计、校对、组长、室主任逐级签署，最终经总设计师批准。

在结构方案设计阶段，还要按质量管理系统的要求，经过几次不同级别(专业、研究室、所)的专家评审。设计者要对评审中的问题逐个分析、研究，并将有益的意见吸收到方案设计中去，使设计更加完善。

以上叙述大致包含了涡轮结构方案设计中涉及的基本内容和应考虑的问题。

8.4　涡轮结构技术设计

8.4.1　设计依据

8.4.1.1　设计任务书

以正式文件下达的设计任务书，是涡轮部件结构设计最根本的设计依据。在设计任务书中，对该部件的要求应包括设计使用任务要求、使用循环要求、寿命要求、可靠性和可维修性要求、尺寸限制和质量要求等。

8.4.1.2 涡轮气动设计要求

（1）热态流道图。涡轮气动设计应给出准确的、用于结构设计的热态流道图。热态流道图中包括流道内、外径和导向叶片、工作叶片尺寸和位置。

（2）部件效率要求。涡轮的气动热力学过程最终是通过结构设计的几何尺寸来实现的，流道内动、静叶片及其流道周边零、组件的设计优劣，对部件效率影响很大，结构设计时要特别注意。

（3）导向器面积的要求以及导向器面积调整的范围。

（4）冷气进入主流路的流量分布情况以及封严间隙等要求。

8.4.1.3 总体结构方案图/协调图

经总设计师批准的、适用于技术设计阶段的总体方案图/协调图，应该具有涡轮部件与相邻部件全部接口尺寸、公差配合、形位公差要求，并且有相应的文字说明的技术条件。

8.4.1.4 涡轮结构方案图

经总设计师批准的涡轮结构方案图，是经过上述阐明的结构方案阶段筛选出来的最佳方案，满足了与发动机总体和相邻部件的接口要求，安排了部件内部零、组件间基本的相互关系。技术方案图已经解决了所有技术关键和可实现性等根本性问题。

8.4.1.5 主要构件温度计算报告

结构方案设计阶段结束时，已形成一份该阶段的温度计算报告，初步确定了主要构件的温度和温度分布。这是结构技术设计开始时构件温度的基本依据，可供确定构件选材和强度分析。但是应该说明，温度计算总是与结构工作同步进行的。随着结构设计的深入，温度计算工作也在不断变化着。结构技术设计结束的同时又形成一份新的温度计算报告。

8.4.1.6 主要构件强度分析报告

结构方案设计阶段结束时，已形成一份该阶段初步的强度分析报告，初步明确了主要构件的强度情况(刚度、应力、寿命)，这可作为开始结构技术设计并决定构件尺寸的初步依据。应该说明，强度分析总是与结构工作同步进行的，随着结构设计工作的深入，强度分析工作也在不断深入，反复计算分析，直至满足要求。在结构技术设计结束的同时又形成一份新的强度分析报告，反映结构设计的最终结果。

8.4.1.7 材料和工艺会审结论

方案设计阶段结束时，材料和工艺会审应该有明确的材料和工艺可实现的结论。结构方案的实现是以材料和工艺为前提的。若采用新材料和新工艺，必须要有预研和应用研究的基础　在工程研制中，应控制新材料、新工艺的项目，不宜太多。否则，很可能因某项材料或工艺不成熟而延误整个工程进度。假如该结构方案有明显的材料和工艺问题，则不能进入技术

设计阶段。

8.4.2 技术设计

8.4.2.1 材料的选定

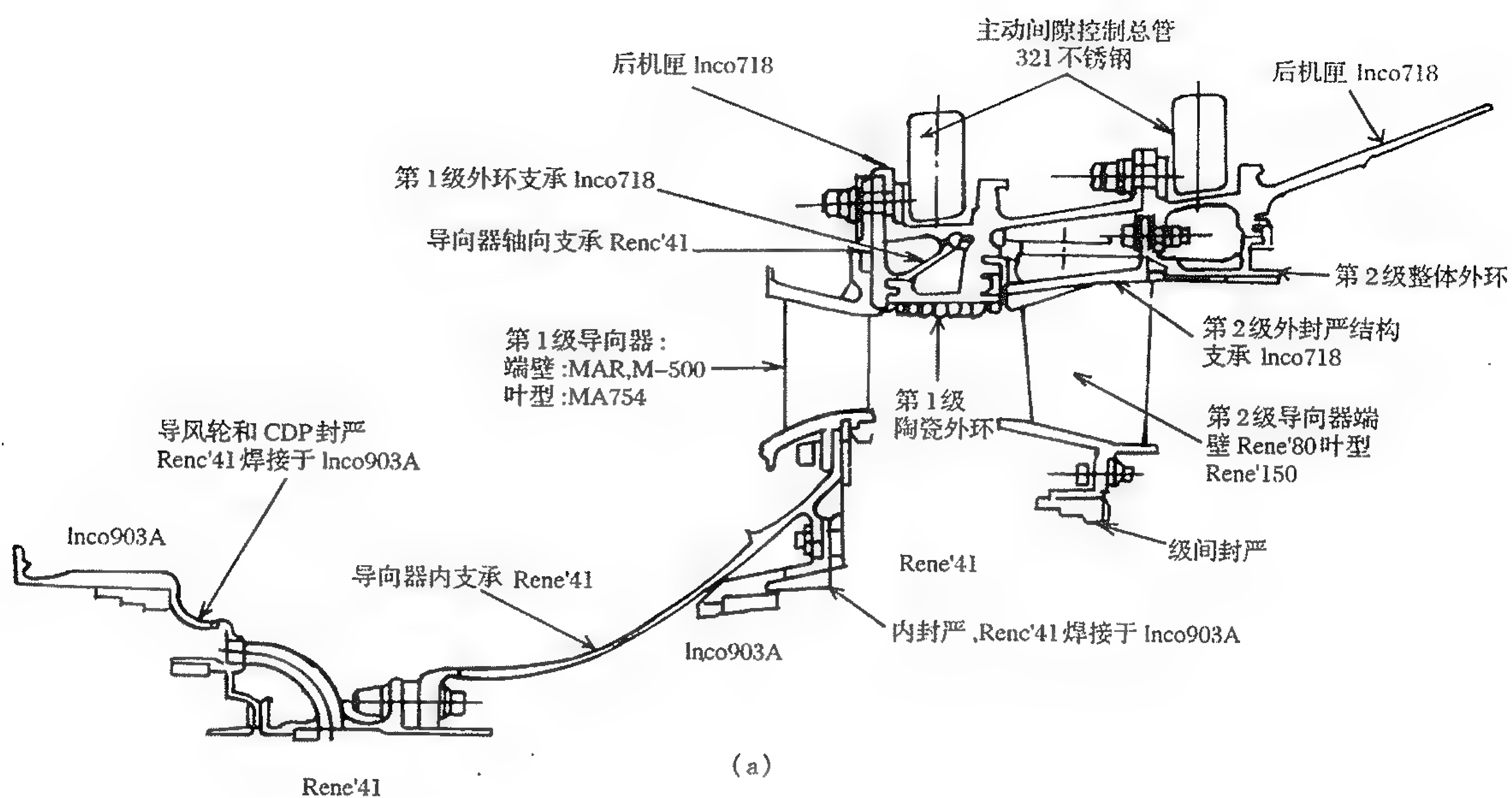
材料的最终选定是在方案阶段选材的基础上进行的。若方案阶段选定的材料在随后的结构设计、强度计算和材料、工艺会审中都是满意的，就可认为是最终的材料选择；若认为最初的材料选择不太合适，则通过比较分析，重新选取材料。应该指出，动、静叶片、盘、轴、机匣等主要零件的材料均应在方案阶段被确定。否则，可认为方案阶段的工作是不充分的，这会给技术设计带来很大的困难甚至造成大的返工。

材料选定后，应编制简明的选材报告，说明选材时考虑的主要因素。图 8－24 和表 8－2 是 GE 公司 E^3 发动机涡轮选择材料的简明示例说明。

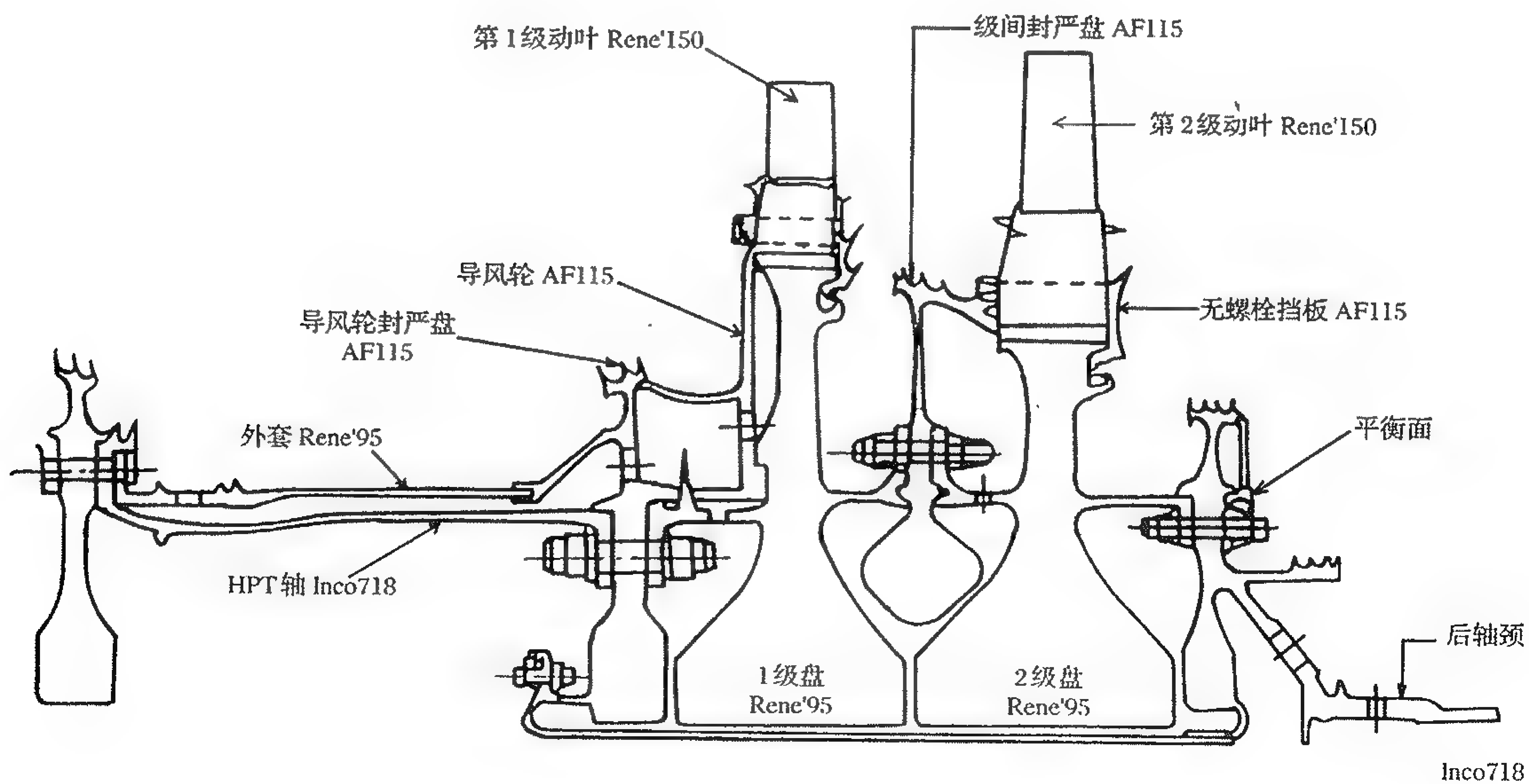
表 8－2 涡轮结构材料（选择简要说明）

零　件	材　料	形　式	选 择 原 因
第 1 级导叶	MA754	E	蠕变、烧蚀裕度、LCF
第 1 级端壁	MAR－M－509	C	断裂、成本、屈服强度
第 1,2 级动叶	Rene150	C,DS	断裂、LCF
第 1,2 级轮盘	Rene95	PM	拉伸（破裂）
第 1 级外环	陶瓷（氧化锆/氧化钇）	—	高温＞1370℃(2500℉)，腐蚀
第 2 级外环	Rene77	C	成本
第 2 级导向器和外环支承	Inco718	F	中温强度、拉伸强度
外机匣	Inco718	F	中温强度、拉伸强度
第 1 级保持环/封严（前、后）	AF115	PM	704～760℃(1300～1400℉)蠕变、LCF
级间封严盘	AF115	PM	704～760℃(1300～1400℉)蠕变、LCF
第 1 级导向器内支承	Rene41	F	对 Inco718 断裂、温度
第 2 级导叶	Rene150	C	LCF、断裂
第 2 级端壁	Rene80	C	断裂和失稳
第 2 级级间封严	Hast X	F,HC	温度
增压叶轮	AF115	PM	蠕变、断裂强度
内罩	Inco718	F	538～649℃(1000～1200℉)拉伸
第 2 级后保持环	AF115	PM	蠕变、断裂强度
前轴	Inco718	PM	538～649℃(1000～1200℉)拉伸
第 2 级后保持环	AF115	PM	蠕变、断裂强度
前轴	Inco718	PM	538～649℃(1000～1200℉)拉伸、LCF
前外套	Rene95	F	LCF、断裂
导风轮/封严盘	AF115	F,S	断裂、LCF、温度
后轴/盘	Inco718	F	538～649℃(1000～1200℉)拉伸
导风轮/CDP 封严	Inco903A/Rene41	F/S HC	低膨胀系数使间隙匹配
第 1 级内封严	Rene41/Inco903A	F/H/C	温度、LCF、膨胀系数

符号：E—挤压； C—铸造； DS—定相结晶； PM—粉末冶金； F—铸造



(a)



(b)

图 8-24 涡轮结构选材示例图

8.4.2.2　流道的冷、热态尺寸换算

气动设计给出的涡轮流道尺寸是设计点热态的尺寸。根据结构设计图制造出的零件是冷态尺寸(标准室温为 20℃)。为此，必须进行冷、热态尺寸换算。

涡轮流道冷、热态尺寸换算包括静子径向尺寸、转子径向尺寸、静子轴向尺寸、转子轴向尺寸。

冷、热态换算的一般原则和注意事项如下：

(1) 从热态尺寸换算到冷态尺寸，就是从热态尺寸中减去由温度引起材料的尺寸伸长值和应力引起的尺寸伸长值。

(2) 材料温度取自温度计算资料。

(3) 在确定导向叶片外缘尺寸时，应注意到该尺寸是由支承导向叶片的机匣的尺寸所决定的。

(4) 应力引起的伸长值取自强度分析资料。

(5) 材料的线膨胀系数取自供设计用的材料手册。

(6) 计算冷、热态轴向尺寸时，转、静子以止推轴承为基准。这样，就会涉及到本部件以外的尺寸，这些尺寸可以从总体结构协调图上找到，也可由总体结构书面给出。

(7) 将径向和轴向的热态与冷态的差值反映在流道图上，由此，即可得到结构设计用的冷态流道图。

(8) 径向和轴向的冷、热态换算应该整理成设计文件并归档。

8.4.2.3　结构技术设计(结构打样图设计)

具备了上述的设计依据并完成了上述的工作后，可开展涡轮结构技术设计，即涡轮结构的打样图设计。

涡轮结构打样图是涡轮部件结构的总体设计，它是涡轮结构技术设计阶段的顶层设计，是涡轮零、组件图设计的原始依据图。

涡轮打样图包括如下基本内容：

(1) 确定涡轮部件结构的总体布局；

(2) 确定涡轮部件与相邻部件的接口形式和细节；

(3) 确定涡轮部件的所有结构形状(个别不重要的零件除外)和涡轮部件内部构件的相互关系；

(4) 确定涡轮部件所有零、组件的主要尺寸及公差和形位公差；

(5) 注明本部件和部件内部零、组件的重要技术要求；

(6) 规定导向叶片面积值和调整方法；

(7) 确定动、静叶尖间隙值和公差；

(8) 确定封严间隙值和公差；

(9) 确定转、静子轴向间隙值和公差并规定如何调整。

关于结构打样图设计步骤和考虑的问题，基本上与方案设计的 8.3.2.1～8.3.2.12 的内容相同。所不同的是打样图设计中全部是定量的，是零、组件的最终设计。

在打样图设计阶段，要按 GJB190－86《特性分类》的要求，对主要构件进行特性分类分析，初步确定在哪些构件上有关键特性或重要特性，据此，初步确定本部件有多少关键件和重要件。但关键件和重要件的最终确定将在详细设计阶段中完成。

打样图设计是最有代表意义的工程设计，是难度很大的设计。它需要根据各种设计要求

(限制)，运用各种专业技术知识，进行分析、综合和折衷，从而获得一个最佳的结构设计。该结构设计的性能、耐久性、可靠性、全寿命周期成本如何，都与打样图设计有极大的关系。所以，打样图设计者必须尽可能、谨慎地考虑每一个问题，每个疑问都要在图纸上认真地解决。

打样图工作结束后，应至少完成以下技术文件：

(1)轴向尺寸链计算(冷态、热态)；

(2)径向间隙计算(冷态、热态)；

(3)质量、质心计算和转动惯量计算；

(4)空气系统流体动力计算；

(5)温度计算报告；

(6)强度计算报告；

(7)打样图设计说明书；

(8)编写零、组件目录和组合件明细表。

第 9 章　叶片设计

叶片设计是一项重要、复杂、涉及面广的多专业协同完成的工作。

本章主要阐述在涡轮气动、涡轮结构打样图、叶身造型、叶片强度估算、选材等项工作初步完成后，在叶片结构设计中须进行的几项主要工作。

关于叶片图纸绘制、尺寸的形位公差、材料、冶金、表面处理等项工作见有关章节。

涡轮叶片有导向叶片与工作叶片之分，本章先叙述两者通用的设计方法(原则)，而后叙述各自的设计方法(原则)。

本章所用符号(外文字母)系为叙述方便自成体系并随图文说明，与总体符号无关联。

9.1　叶片设计通用部分

9.1.1　叶片设计依据

在叶片结构设计前应初步具备有关数据、图表如下：

(1) 涡轮气动计算的热态流道图；

(2) 涡轮结构打样图的冷态流道图；

(3) 叶身强度估算后各截面叶型及其在轴向、周向相互位置(积叠位置)；

(4) 结构打样图中上缘板(叶冠)、下缘板、伸根、榫头等部分的结构形式及其轴向、径向等初步尺寸；

(5) 各排叶片的数目；

(6) 材料、冶金、表面处理等要求。

9.1.2　叶片冷态内、外流道尺寸的确定

由于设计常系平行作业，在造型、强度估算尚未完成时，打样图已开始绘制，初步确定各排叶片内、外流道面的轴向宽度及其位置，待条件具备后再作精确确定。

根据已确定的各排叶片沿叶高位置，热、冷态尺寸换算，核实修改原热、冷流道图，并录取积叠轴($O-O$ 中心线)与流道交点的热、冷态 R_{01}，R_{02}值。见图 9-1，根据顶、根叶型(含不完整叶型部分)及结构需要，确定 a_1，b_1，a_2，b_2 等值。通常取热态扩张角 ω_1，ω_2 换算出冷态的 R_1，R_2，R_3，R_4 等尺寸。有时为考虑排气面积的设计，转静子叶片间的轴向光滑过渡，可与气动设计协调适当修改冷态的 ω_1，ω_2。

9.1.3　叶型各截面高度的热、冷态尺寸换算

定 $H_1=R_{01}$为外流道至发动机中心线的尺寸；定 $H_2=R_{02}$为内流道至发动机中心线的尺寸；定 $H_i=R_i$ 为叶型各截面至发动机中心线的尺寸(式中：R_{01}，R_{02}的定义见 9.1.2)。

通常假设沿叶高热、冷态变化为线性关系，则其系数 K 为：

$$K = \frac{(H_1 - H_2)_{cl}}{(H_1 - H_2)_h}$$

则各截面高度由热态换算成冷态的尺寸为：

$$H_{i\,cl} = H_{2\,cl} + K(H_i - H_2)_h$$

式中：cl——冷态尺寸；

h——热态尺寸。

由于叶型尺寸较小，其热、冷态尺寸变化不大，对气动性能影响不大，通常不进行热、冷态叶型尺寸的换算。

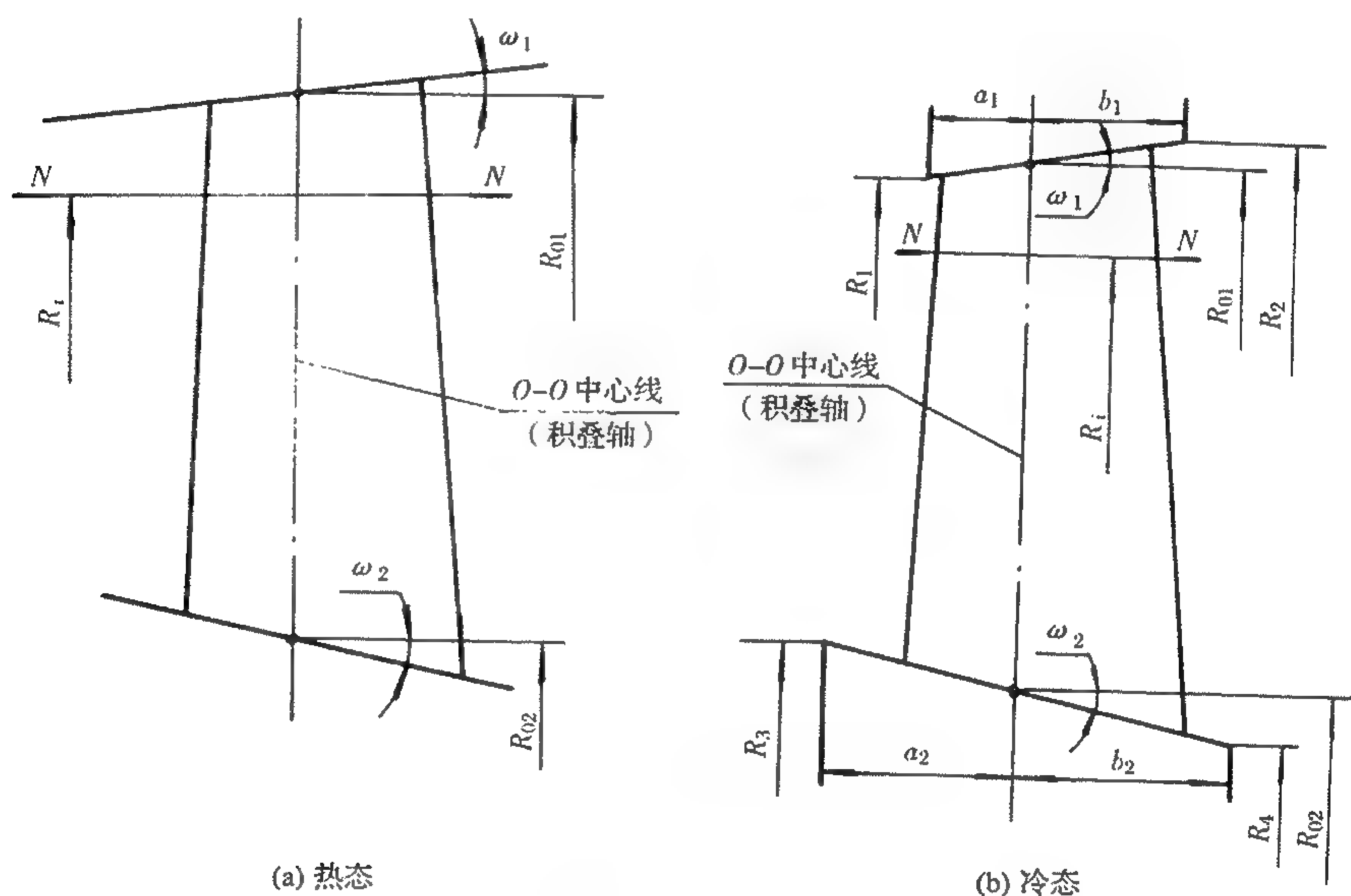


图 9-1 热态、冷态流道示意图

9.1.4 缘板两侧的设计与计算

两个侧面系指与左右相邻叶片在上下缘板(叶冠)间的接合面，如图 9-2 和图 9-3 所示的局部侧面Ⅰ、侧面Ⅱ。

求解两侧面Ⅰ和Ⅱ是立体几何问题，有各种解法。本文所述解法按我国国标的机械制图的规则将立体几何问题化解为若干个平面几何问题来解，最终解得两侧面的真实夹角及与基体基准间的关系。最后获得将平面视为直线，线视为点(集聚性)的图形和数值，即按绘制叶片图纸的基本步骤逐项求解问题，对工程技术人员较直接、方便。

9.1.4.1 缘板两侧面的初步设计

本节是确定一些初始值供缘板详细设计用，不适合时可作少量修改。

(1) 特定截面：在上、下缘板的适当位置(例如：图 9-1(b)的 R_{01}，R_{02}处或图 9-2 中的 H_1，H_2——缘板平均厚度处)取两个截面，按弧长或弦长计算出两截面的总宽度。

(2) 偏转角 θ：由于叶身沿叶高是弯扭的曲线形，缘板应设计成近似的平行四边形，因此须结合结构、强度及叶型形状、叶型坐标的 X 轴的方向等因素，确定上、下缘板共同的一个 θ 值(参见图 9-2 的 $C—C$ 视图)。特殊情况(例如：工作叶片的锯齿冠)上、下缘板的 θ 角可分

别确定。

（3）单面宽度 u_1，u_2：在缘板总宽度及 θ 角不变的条件下，按结构强度等要求调整两个特定截面对叶型（或靠近特定截面处的叶型）的周向 u 的位置，确定能较好的包容叶型的 u_1 和 u_2 值。在调整过程中暂近似假定 $\theta_1 = \theta_2 = \theta$（参见图 9－2 的 $C-C$ 视图）。

由于 u_1，u_2 值的不同，两侧角的分布情况亦有所不同，计有内分型、对称型、整角型及外分型四种不同分布形式（参见图 9－6）。现以内分型（图 9－2）为例叙述四种类型的各参数统一名称、符号及计算通式。

9.1.4.2　设计基础

（1）坐标系

为列出通式须建立统一的坐标系，如图 9－2 所示，a 轴取发动机旋转轴线，并定自发动机进气至出气方向为正向；z 轴取在积叠轴上（或平行于积叠轴的直线）并定自旋转中心向外方为正向；u 轴按 $z \times a$（右手法则）得 u 轴的正向。

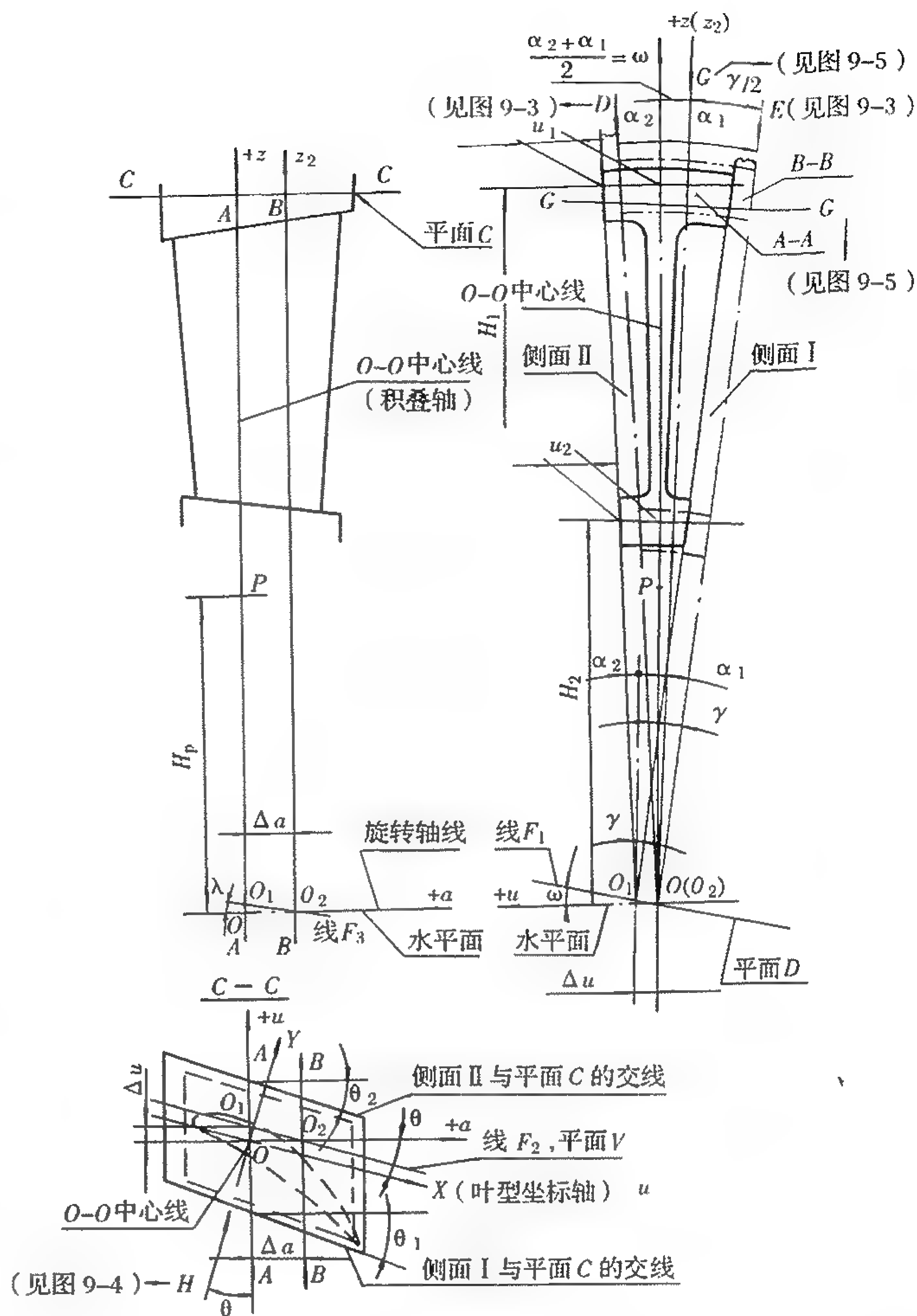


图 9－2　叶片侧面示意图

各角度的正负值，按常规取定：在 zou 坐标系中自 z 轴起逆时针为正，反之为负。图示 α_2 为正、α_1 为负。在 aou 坐标系中自 a 轴起逆时针旋转为正，反之为负。图示 θ 角为负。

（2）中心角 γ

该角是指每个叶片在一周中所占的角度。

$$\gamma = \frac{360^\circ}{N}$$

式中：N——叶片数。

（3）分配角 α_1，α_2

分配角是指以积叠轴 z（或平行于积叠轴）将 γ 角分成 α_1，α_2 角。该两角度的确定是在缘板（叶冠）的初步设计中录取，在 H_1 高度上取宽度 u_1 和在 H_2 高度上取宽度 u_2，则 α_2 值由下式确定：

$$\tan\alpha_2 = \frac{u_1 - u_2}{H_1 - H_2}$$

（当 $u_1 < u_2$ 时，得 α_2 为负值。图示 α_2 为正值）

$$\alpha_1 = \alpha_2 - \gamma$$

（亦可按初步设计有关数据先求 α_1 角，后求 α_2 角。图示 α_1 角为负值）

（4）中心角的位置角 ω

中心角的平分线与 z 轴间的夹角称中心角的位置角 ω（参见图 9－6）。

$$\omega = \frac{\alpha_2 + \alpha_1}{2}$$

该角进一步明确了中心角在坐标系中的位置。

（5）交线投影的倾斜角

由于缘板两侧面为非平行的两个平面，将有交线，该交线（O_2O_1 连线在图 9－2 中的 3 个视图中分别为 F_1, F_2, F_3 三条直线）不一定在水平面（aou 面）上，而是与水平面相交，其交点在 O_2 点，且在旋转轴线（a 轴）上，在右图中，O_2 点在 $B-B$ 剖面内，它与 $A-A$ 剖面的 u 向距离为 Δu，在主视图中它与 $A-A$ 剖面的 a 向距离为 Δa（Δu，Δa 的确定见下节）。

在图 9－2 的右图中直线 F_1 为两侧面的交线在 zou 面上的投影线。该线与 u 轴的夹角为：$(\alpha_2 + \alpha_1)/2 = \omega$。即中心角 γ 的平分线与 F_1 线相垂直。在 $C-C$ 视图中 F_2 直线为交线在 aou 面上的投影线，它与 a 轴的夹角取为 θ 值（θ 值的选取原则见 9.1.4.1）。在主视图中 F_3 为交线在 aoz 面的投影线，它与 a 轴成 λ 角，该角由 ω 角和 θ 角推算出。

（6）分界角 θ_0

见图 9－3（图 9－3 中 D 向和 E 向视图是从图 9－2 的右图中观察而得）。在图 9－3 中本叶片与相邻叶片分界面（接合面）与旋转轴线之间的夹角称分界角或接合角 θ_0。该角与偏转角 θ 的关系式为：

$$\tan\theta_0 = \tan\theta \frac{\cos\dfrac{\gamma}{2}}{\cos\omega} = \tan\theta \frac{\cos\left(\dfrac{\alpha_2 - \alpha_1}{2}\right)}{\cos\left(\dfrac{\alpha_2 + \alpha_1}{2}\right)}$$

图 9－2 中的 Δa，Δu 与 θ，θ_0 间关系式为：

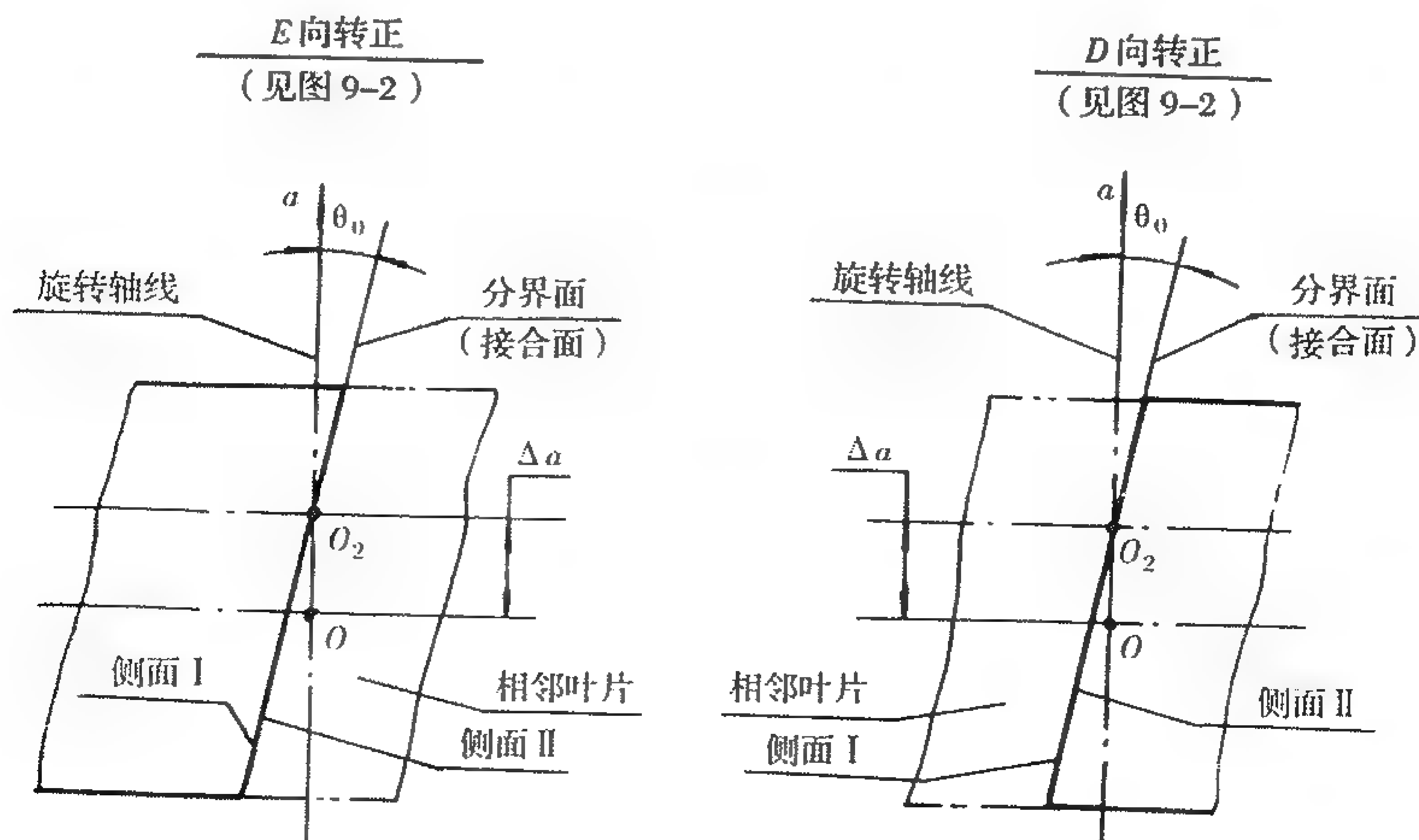


图 9－3　相邻叶片分界面图

$$\frac{\Delta u}{\Delta a} = -\tan\theta$$

$$\Delta u = \frac{(u_1 - H_1\tan\alpha_2)\cos\alpha_2\cos\omega}{\cos\frac{\gamma}{2}}$$

$$\Delta a = \frac{-\Delta u}{\tan\theta} = \frac{-(u_1 - H_1\tan\alpha_2)\cos\alpha_2}{\tan\theta_0}$$

(7) 侧面偏转角 θ_1,θ_2

该两角度是指在缘板上的 $C-C$ 剖面(平面 C)与两侧面的两条交线分别与旋转轴线间角度 θ_1 和 θ_2。

此两角度与 θ,θ_0 的关系为：

$$\tan\theta_1 = \frac{\tan\theta_0}{\cos\alpha_1} = \tan\theta\frac{\cos\frac{\gamma}{2}}{\cos\omega\cos\alpha_1}$$

$$\tan\theta_2 = \frac{\tan\theta_0}{\cos\alpha_2} = \tan\theta\frac{\cos\frac{\gamma}{2}}{\cos\omega\cos\alpha_2}$$

9.1.4.3　缘板两侧面角度的精确设计

前几节结合图9-2已将正常绘制叶片的两侧面有关的三面投影图中尺寸、角度列出，但尚未直接明确表示出真实两侧面角的尺寸、角度，需补充说明(增加视图)才能表达。

众所周知对两相交平面只有沿其交线方向观察才能看出其形状尺寸及位置的一致性，此时两平面仅看出两条线，交线仅看出一个点。为此须先表示两侧面的真实交线，然后沿交线观察或垂直于交线剖视所得之角度表征两侧面的夹角，公称二面角。

为便于制造和验收，现介绍两种表达法。

(1) 两面角表达法1

a. 交线的倾斜角 ψ

图9-4中的 H 向视图系取自图9-2的 H 向(垂直于 F_2 线)。该视图中 O_2,O_1 连线 F 为两侧面真实交线，该线与水平面的夹角为真实交线的倾斜角，定名为 ψ(图9-2中的 F_1,F_2 皆为 F 线在两个方向上的投影)。ψ 角与 θ 等角的关系式为

$$\tan\psi = \sin\theta\tan\omega = \sin\theta\tan(\frac{\alpha_2+\alpha_1}{2})$$

b. 两面角 γ_c

在图9-4的 H 向视图中，沿 F 线取 J 向视图。在该视图中可得真实两面角 γ_c 和对 V 平面(含 z_2 轴)的分角 β_1、β_2(平面 V 可参见图9-2)。各角度的关系式为：

$$\tan\beta_1 = \frac{\tan(\theta_1-\theta)}{\sin\psi} = \frac{\tan\alpha_1\cos\theta}{\cos\psi + \tan\alpha_1\sin\psi\sin\theta}$$

$$\tan\beta_2 = \frac{\tan(\theta_2-\theta)}{\sin\psi} = \frac{\tan\alpha_2\cos\theta}{\cos\psi + \tan\alpha_2\sin\psi\sin\theta}$$

$$r_c = \beta_2 - \beta_1$$

c. 尺寸计算

在图9-2的积叠轴 z 上取定点 P，P 点至中心的距离为 H_P。P 点在图9-4的 J 向视图

中至 O_2 的距离为 H_J：

$$H_J = H\cos\psi - \Delta a\sin\psi\cos\theta$$

式中：Δa 见图 9－2 及 9.1.4.1。

则在距 P 点某高度 h 上，尺寸 W_1, W_2, W 各为：

$$W_1 = (H_J + h)\tan\beta_1$$

$$W_2 = (H_J + h)\tan\beta_2$$

$$W = |W_1| + |W_2|$$

若 P 点取在图 9－2 的 $B-B$ 剖面上，即图 9－4 的 z_2 轴上，则 $\Delta a = 0$ 较为方便。

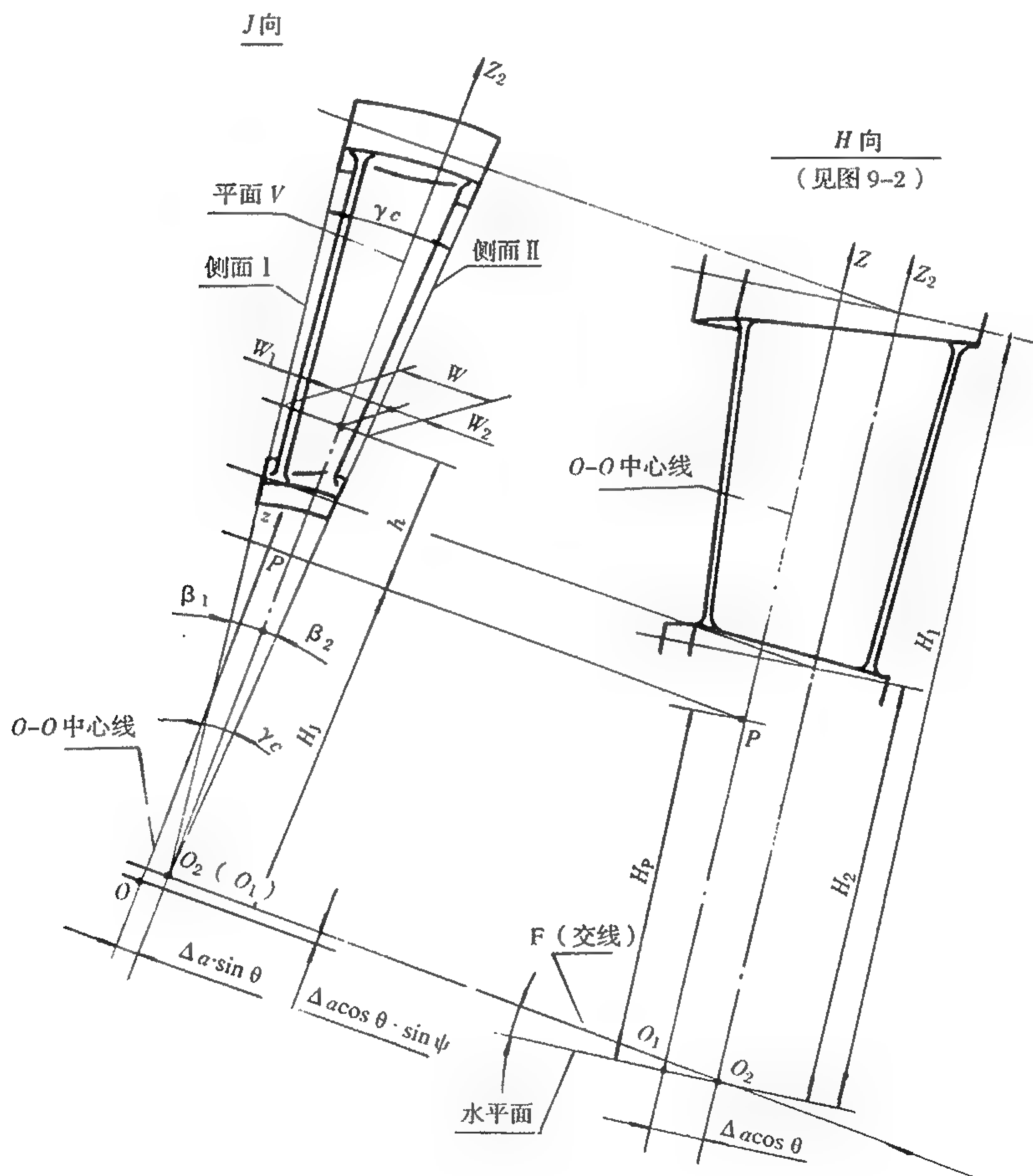


图 9－4　两面角、尺寸表达法 1

(2) 两面角的表达法 2

a. 交线的偏转角 θ_5

图 9－5 中的 G 向(或 $G-G$ 视图)系取自图 9－2 中沿 γ 角平分线 G 向(或垂直于 γ 角的平分线的 $G-G$ 剖面)。由于图 9－2 中 γ 角平分线与 z 轴间夹角和 F_1 线与水平面(u 轴)间夹角两者相等(皆为 ω)，故在图 9－5 中可看出两侧面的真实交线 F。在图 9－5 中 F 与旋转轴间夹角定名为 θ_5，两个侧面与 $G-G$ 剖面的交线和旋转轴线间的夹角分别为 θ_1, θ_2，此时

$\theta_1=\theta_2=\theta_5$，其关系式为：

$$\tan\theta_5=\frac{\tan\theta_0}{\cos\frac{\gamma}{2}}=\frac{\tan\theta}{\cos\omega}$$

b．两面角 γ_c

沿 F 线取 K 向，可得两面角 γ_c，其关系式为：

$$\tan\frac{\gamma_c}{2}=\tan\frac{\gamma}{2}\cos\theta_5$$

$$\gamma_c=2\left(\frac{\gamma_c}{2}\right)$$

$$\tan\omega_c=\tan\omega\cos\theta_5$$

至此完成表达。若需表达两面角对平面 V 的关系，则：

$$\beta_1=\frac{\gamma_c}{2}+\omega_c$$

$$\beta_2=\frac{\gamma_c}{2}-\omega_c$$

c．尺寸计算

在图 9－2 的积叠轴（z 轴）上取定点 P，P 点至中心距离为 H_P，则 P 点至 F_1 线（平面 D）与图 9－5 中 K 向视图中 P 点至平面 D 的距离相等，

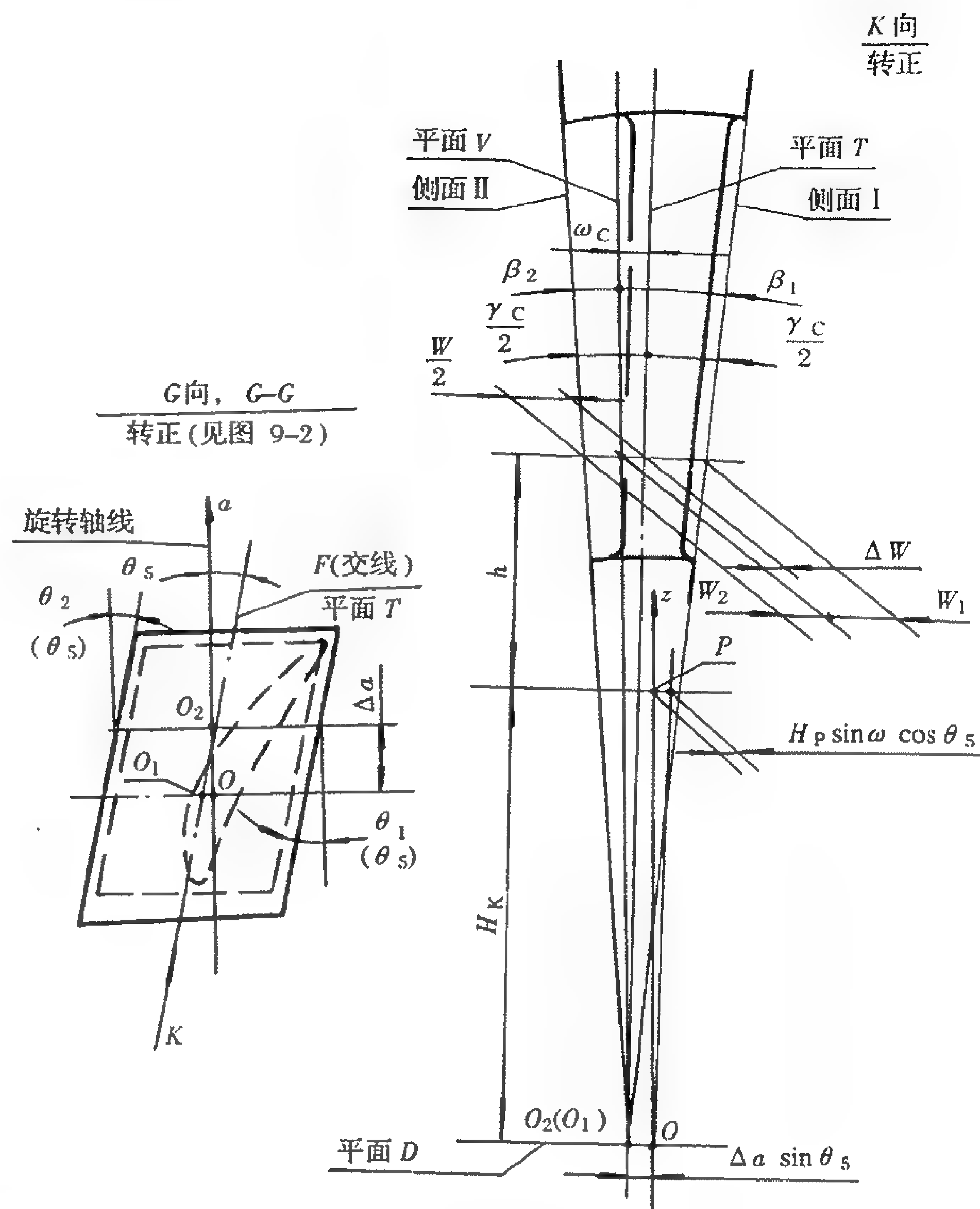


图 9－5　两面角表达法 2

即 $H_K=H_P\cos\omega$。在图 9－5K 向视图中取某高度 h 上的尺寸 W，W_1，W_2 为：

$$\frac{W}{2}=(H_K+h)\tan\frac{\gamma_c}{2}$$

如需以平面 V 表达

$$W_1=(H_K+h)\tan\beta_1$$

$$W_2=(H_K+h)\tan\beta_2$$

$$W=2\left(\frac{W}{2}\right)=W_1+W_2$$

在上述两种表达法中通常取两个 h 算出两组尺寸 W_i 标注在图纸上，其角度值作参考值标注。

此外尚有第三种表达方法：该方法是取垂直于交线在主视图中的投影线（见图 9－2 主视图中的 O_1O_2 线）的向视图，可得两侧面的真实交线 F，沿 F 线取向视图亦可得两面角。由于该法公式较为复杂，应用较少，本文不作详述。

（3）小结

a．各类型简介

为明晰直观，现取通过两侧面交线与旋转轴线交点的剖面称特征剖面（如图 9－2 中的 $B-B$ 剖面——具有中心角 γ 的剖面），对 α_2，α_1 的分布情况进行分类，并作简介。图 9－6 中 z 轴系图 9－2 中的 z_2 轴，如 $\Delta a=0$，则两轴重合。

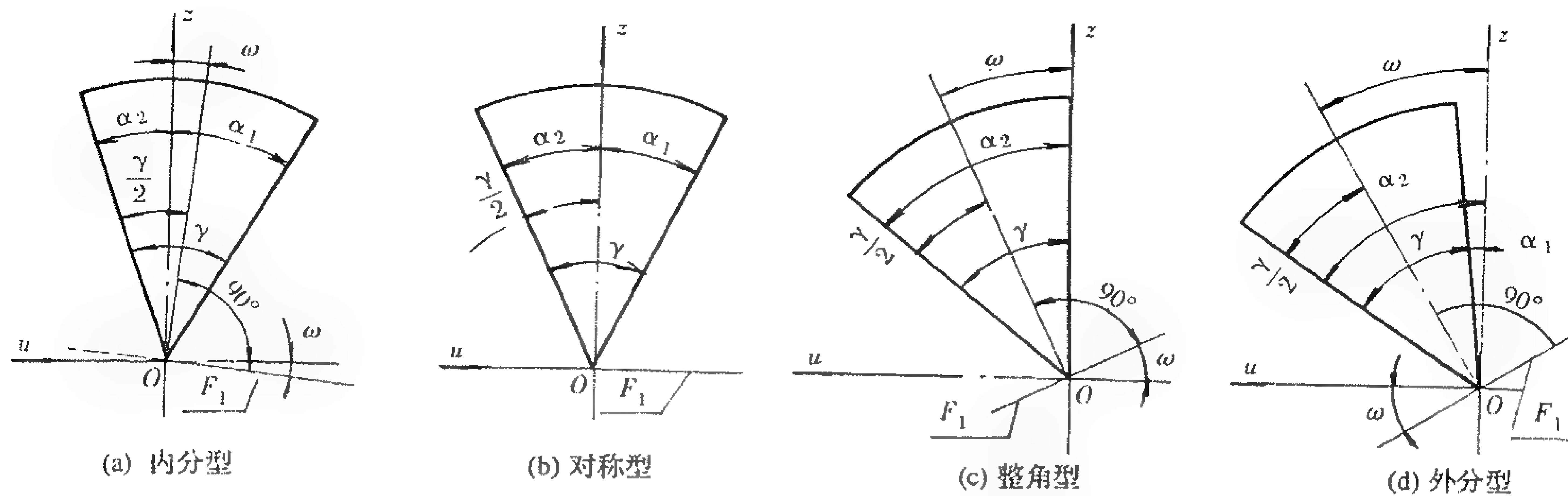


图 9-6 两面角分布类型图

(a) 内分型

该型是 z 轴将中心角 γ 分成 α_1,α_2,其中 $|\alpha_1|>|\alpha_2|$ 或 $|\alpha_1|<|\alpha_2|$。其两侧面交线投影 F_1 与 u 轴(水平面)成 ω。此 ω 与 γ 的平分线相垂直(此定则各类型皆适用),$\omega=(\alpha_2+\alpha_1/2)$。$F_1$ 线倾斜方向是由 $|\alpha_2|$ 大于或小于 $|\alpha_1|$ 而定。此类型的计算公式见前几节有关部分。本类型设计与制造较为繁杂。

(b) 对称型

该型是内分型的特例,即 $|\alpha_2|=|\alpha_1|=\gamma/2$,$\gamma$ 的平分线与 z 轴重合。两侧面的交线投影 F_1 与 u 轴重合。该型的 $\omega=0$,$\psi=0$,故沿 z 轴(γ 角平分线)观察的俯视图,可以看出两侧面的真实交线 F。沿 F 线观察可得两面角 γ_c。

该型计算较为简便,$\tan(\gamma_c/2)=\tan(\gamma/2)\cos\theta$

本型表达亦简便,省略如图 9-2 中的 H 向和 G 向等一系列补充视图。

在设计中如条件许可,应尽量调整使 $|\alpha_2|=|\alpha_1|=\gamma/2$,而采用本类型进行设计,较简单方便。如有可能进行调整,使 $\Delta a=0$,则更简单方便。

(c) 整角型

该类型是 α_1 角为零,与 z 轴重合,$\alpha_2=\gamma$(或 $\alpha_2=0$,与 z 轴重合,$|\alpha_1|=\gamma$)。

本类型的两侧面交线投影 F_1 的倾斜方向由 α_2(或 α_1)而定。

本类型设计与制造比内分型稍有方便。当内分型中 α_2(或 $|\alpha_1|$)值接近 γ 值时,可设法调整使 $\alpha_2=\gamma$(或 $|\alpha_1|=\gamma$),而采用本类型进行设计。

(d) 外分型

该型是 z 轴在 γ 角之外,将 γ 角外分为 α_1 和 α_2,且 α_1 和 α_2 为同一(±)号。该型的 $\omega=(\alpha_2+\alpha_1)/2$ 的符号(±)与 α_1,α_2 相同,两侧面交线投影 F_1 的方向由 α_1,α_2 的角方向而定。

由于 α_1,α_2 同为正号或负号,故计算公式可取内分型中 α_2(正号)或 α_1(负号)的公式进行计算,本节不再列出。

本型设计与制造亦较为繁杂(比内分型稍简便一些),在设计中宜尽少采用。

b. 公式汇总及算例

为使用方便现将各项公式及算例汇编于表 9-1 中。

表 9-1 公式汇总及算例

参数	计算公式	内分型	整角型	外分型	对称型
基本数据					
N	已知	72	72	72	72
θ (°)	已知(选)	−30	30	30	−30
γ (°)	$\frac{360°}{N}$	5	5	5	5
$\frac{\gamma}{2}$ (°)	$\frac{1}{2}(\frac{360°}{N})$	2.5	2.5	2.5	2.5
H_1(mm)	已知(录取)	353.80	353.80	353.80	353.80
u_1(mm)	已知(录取)	14.40	9.50	10.00	(17.30)* 17.40
H_2(mm)	已知(录取)	214.10	214.10	214.10	214.10
u_2(mm)	已知(录取)	9.35	9.50	13.10	(11.40)* 11.30056628
α_2(°)	$\arctan(\frac{u_1-u_2}{H_1-H_2})$	2.07027740	0	−1.27120810	(2.41835597)* 2.5
α_1(°)	$\alpha_2-\gamma$	−2.92972260	−5	−6.27120810	−2.5
ω (°)	$\frac{1}{2}(\alpha_2+\alpha_1)$	−0.42972260	−2.5	−3.77120810	0
θ_0(°)	$\arctan\left(\tan\theta\frac{\cos\frac{\gamma}{2}}{\cos\omega}\right)$	−29.97707842	30	30.03016473	−29.97638095
Δa (mm)	$-(u_1-H_1\tan\alpha_2)\frac{\cos\alpha_2}{\tan\theta_0}$	2.79026339	−16.45448267	−30.87362231	3.38227676
*原始值					
表达法 1					
ψ (°)	$\arctan(\sin\theta\tan\omega)$	0.21486632	−1.2505924	−1.88764850	0
θ_1(°)	$\arctan\left(\frac{\tan\theta_0}{\cos\alpha_1}\right)$	−30.00952222	30.09467891	30.17938639	−30
	或 $\arctan\left(\frac{\tan\theta\cos\frac{\gamma}{2}}{\cos\alpha_1\cos\omega}\right)$	−30.00952223	30.09467891	30.17938639	−30
θ_2(°)	$\arctan\left(\frac{\tan\theta_0}{\cos\alpha_2}\right)$	−29.99327300	30	30.03627566	−30
	或 $\arctan\left(\frac{\tan\theta\cos\frac{\gamma}{2}}{\cos\alpha_2\cos\omega}\right)$	−29.9932730	30	30.03627566	−30
β_1(°)	$\arctan\left(\frac{\tan\alpha_1\cos\theta}{\cos\psi+\tan\alpha_1\sin\psi\sin\theta}\right)$	−2.53754158	−4.32978333	−5.42960475	−2.16540697
	或 $\arctan\left[\frac{\tan(\theta_1-\theta)}{\sin\psi}\right]$	−2.53754230	−4.32978333	−5.42960474	

续表 9-1

参数	计算公式	内分型	整角型	外分型	对称型
基本数据					
$\beta_2(^\circ)$	$\arctan\left(\frac{\tan\alpha_2\cos\theta}{\cos\psi+\tan\alpha_2\sin\psi\sin\theta}\right)$ 或 $\arctan\left[\frac{\tan(\theta_2-\theta)}{\sin\psi}\right]$	1.79324195 1.79324123	0 0	-1.10113873 -1.10113870	2.16540697
$\gamma_c(^\circ)$	$\beta_2-\beta_1$	4.33278275	4.32978333	4.32846602	4.33081394
H_P(mm)	已知(取)	200.50	200.50	200.50	200.50
H_J(mm)	$H_P\cos\psi-\Delta\alpha\sin\psi\cos\theta$	200.4895283	200.1412309	199.5104761	200.5
h (mm)	已知(选)	13.00	13.00	13.00	13.00
W_1(mm)	$(H_J+H_i)\tan\beta_1$	-9.46130829 -9.46131098	-16.13759488	-20.19894519 -20.19894523	-8.07275218
W_2(mm)	$(H_J+H_i)\tan\beta_2$	6.68397280 6.68397045	0	-4.08463471 -4.08463412	8.07275218
W (mm)	W_2-W_1	16.14528110 16.14528143	16.13759488	16.11431052 16.11431107	16.14550436
表达法2					
$\theta_5(^\circ)$	$\arctan\left(\frac{\tan\theta_0}{\cos\frac{\gamma}{2}}\right)$ 或 $\arctan\left(\frac{\tan\theta}{\cos\omega}\right)$	-30.00069780 -30.00069780	30.02363030 30.02363030	30.05380937 30.05380938	-30 -30
$\frac{\gamma_c(^\circ)}{2}$	$\arctan\left(\tan\frac{\gamma}{2}\cos\theta_5\right)$	2.16539176	2.16489167	2.16423301	2.16540697
$\omega_c(^\circ)$	$\arctan(\tan\omega\cos\theta_5)$	-0.37214982	-2.16489167	-3.26537174	0
$\beta_1(^\circ)$	$\omega_c-\frac{\gamma_c}{2}$	-2.53754158	-4.32978333	-5.42960475	-2.16540697
$\beta_2(^\circ)$	$\omega_c+\frac{\gamma_c}{2}$	1.79324195	0	-1.10113873	2.16540697
$\gamma_c(^\circ)$	$2\left\|\frac{\gamma}{2}\right\|$ 或 $\beta_2-\beta_1$	4.33078353 4.33078353	4.32978333 4.32978333	4.32846603 4.32846603	4.33081395 4.33081395
H_P(mm)	已知(取)	200.5	200.5	200.5	200.5
H_K(mm)	$H_P\cos\omega$	200.4943609	200.3091684	200.0658465	200.50
h (mm)	已知(选)	13.0	13.0	13.0	13.0
$\frac{W}{2}$(mm)	$\pm(H_K+h)\tan\frac{\gamma_c}{2}$	±8.07248220	±8.06361538	±8.05196435	±8.07275218
ΔW (mm)	$\pm(H_K+h)\tan\omega_c$	-1.38801472	-8.06361538	-12.15610365	0
W_1(mm)	$-\frac{W}{2}+\Delta W$	-9.46049693	-16.12723076	-20.20806800	-8.07275218
W_2(mm)	$\frac{W}{2}+\Delta W$	6.68446748	0	-4.10413930	8.07275218
W (mm)	$2\left\|\frac{W}{2}\right\|$或$\|W_2-W_1\|$	16.14496440 16.14496440	16.12723076 16.12723076	16.10392870 16.10392870	16.14550436 16.14550436

本表是公式及算例汇总，应用时按实际需要进行选择。式中 h 如取两个数值，则角度以供参考值标出。$W, W_1, (W_2)$值是以 z_2 轴标注的亦可按 z 轴标注。O_2 与 O 的相互位置未列出，可按需计算及标注，参见图 9－4 和图 9－5 的 J 向视图。

本表中各数值的有效值是为对比各计算式的差异而取，在应用中可按精度需要而定。

9.1.4.4 两侧面的简化型设计与计算

在 9.1.4.3 中已显示出在通常情况下两侧面的设计与制造是相当复杂的，为此本节介绍一种有条件的简化设计法。

简化对象是忽略了两侧面交线 F 和投影线 F_1 与水平面的倾斜角，即假定 $\psi=0, \omega=0$ 和 $\theta_1=\theta_2=\theta$（在对称型结构中此假定是正确的）。

(1) 简化型计算

在缘板（叶冠）初步设计中录取有关叶片数 N、在高度 H_1 上的 u_1、高度 H_2 上的 u_2 和 θ 等值（见图 9－7）。进行下列计算（本节各值不代 ± 号进行计算）：

$$\gamma = \frac{360^\circ}{N}$$

$$\alpha_2 = \arctan\left(\frac{u_1 - u_2}{H_1 - H_2}\right)$$

$$\alpha_1 = \gamma - \alpha_2$$

亦可按初步设计中有关数据，先求 α_1，后求 α_2。

由于假定 $\psi=0$，$\omega=0$ 和 $\theta_1=\theta_2=\theta$，在图 9－7 中 $C-C$ 视图（相当于俯视图）F 线视为两侧面的真实交线。F 线与旋转轴线的交点为 O_2。

O_2 与 O 间距离 Δa 为

$$\Delta a = \frac{\Delta u}{\tan\theta} = \frac{u_1 - H_1\tan\alpha_2}{\tan\theta} = \frac{u_2 - H_2\tan\alpha_2}{\tan\theta}$$

沿 F 线取 K 向视图，可得两面角 γ_c 的近似值：

$$\beta_1 = \arctan(\tan\alpha_1\cos\theta)$$

$$\beta_2 = \arctan(\tan\alpha_2\cos\theta)$$

$$\gamma_c = \beta_1 + \beta_2$$

按需取一个或两个 H 值可得：

$$W_1 = H\tan\beta_1$$

$$W_2 = H\tan\beta_2$$

$$W = W_1 + W_2$$

$$\Delta W = \Delta a\sin\theta = \Delta u\cos\theta$$

(2) 误差估算

由于忽略了两侧面交线倾斜角，假定 $\theta_1=\theta_2=\theta$，将产生一定的误差。现进行误差估算，以便确定此误差能否接受。

由于 $\theta_1, \theta_2, \theta$ 三者的真实关系式为：

$$\tan\theta_1\cos\alpha_1 = \tan\theta_2\cos\alpha_2 = \tan\theta\,\frac{\cos\dfrac{\gamma}{2}}{\cos\omega} = \tan\theta\,\frac{\cos\left(\dfrac{\alpha_1+\alpha_2}{2}\right)}{\cos\left(\dfrac{\alpha_1-\alpha_2}{2}\right)} = \tan\theta_0$$

遵守上式，各叶片间相邻面才能完全结合，即分界角（结合角）θ_0 应为恒值。

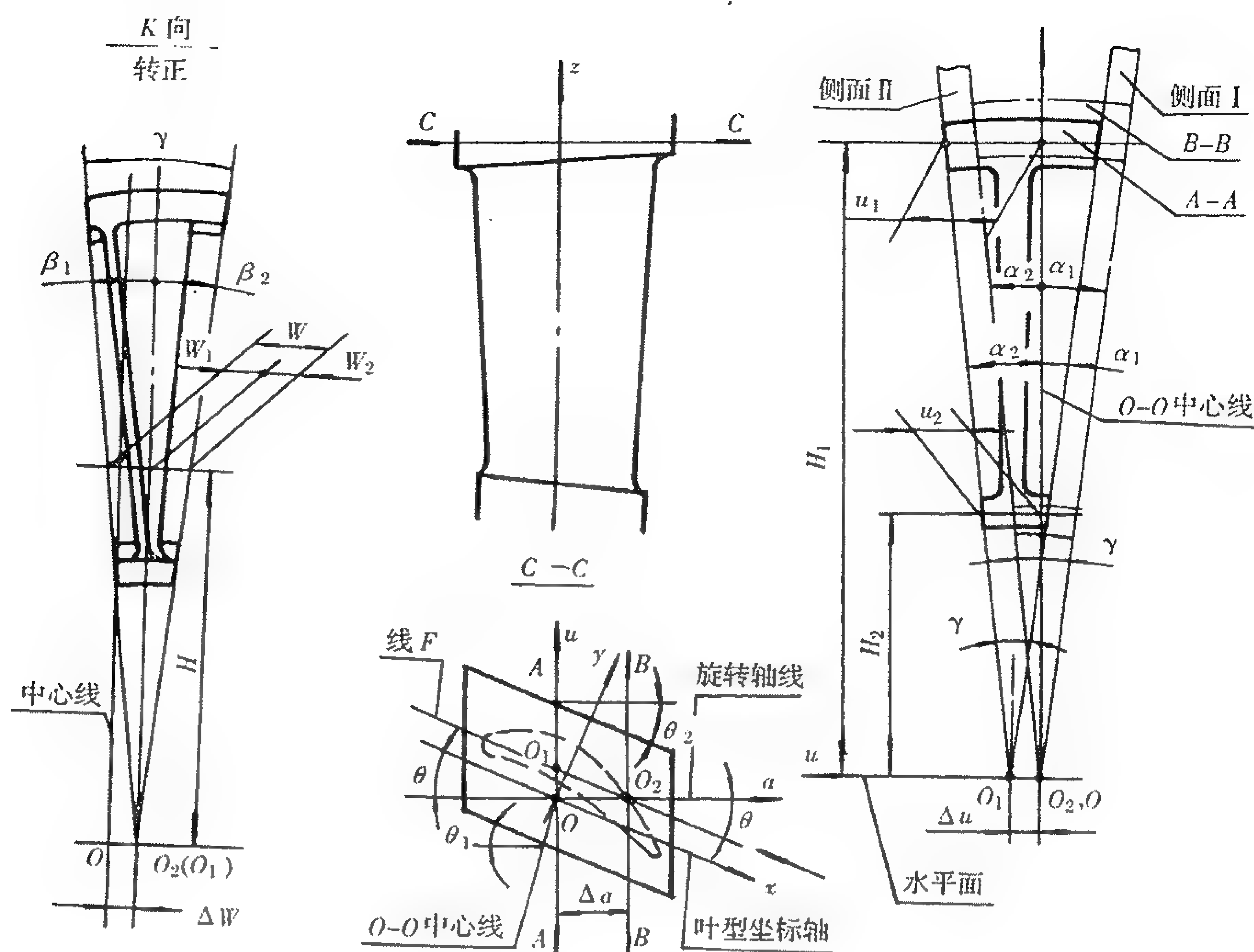


图9－7 简化型示意图

现由于假定 $\theta_1=\theta_2=\theta$，则侧面Ⅰ和侧面Ⅱ的分界角各为：

$$\tan\theta_{0\,\mathrm{I}} = \tan\theta\cos\alpha_1$$

$$\tan\theta_{0\,\mathrm{II}} = \tan\theta\cos\alpha_2$$

由于 $|\alpha_1| \neq |\alpha_2|$，故 $\theta_{0\,\mathrm{I}} \neq \theta_{0\,\mathrm{II}}$。这说明某一叶片的侧面Ⅰ与相邻叶片的侧面Ⅱ，不能完全贴合。其角度的差值：

$$\Delta\theta_0 = \theta_{0\,\mathrm{I}} - \theta_{0\,\mathrm{II}}$$

将引起沿缘板侧面在装配时出现一端有紧度一端有间隙的现象，严重时将无法装配。

具体尺寸误差为：

设以图9－7中 B－B 剖面处为起点，则距前、后两端面的距离为 a_i 处的紧度或间隙值近似估算为：

$$\Delta = \frac{a_i\tan\Delta\theta_0}{\cos\theta}$$

将估算的误差值 Δ 与叶片间所留间隙、尺寸公差、位置公差等值进行对比，决定可否采用简化设计，即不能无条件的采用。其决定因素是 $|\alpha_1-\alpha_2|$，θ 及 a_i 三者，在初步设计时根据此三因素的大小，可初步判断能否采用简化型设计。

本节是按简化内分型叙述的，若按简化整角型、简化外分型设计，其计算亦相似。

9.1.5 无余量铸造叶片的基准目标选择

本节主要说明叶身和通道部分采用无余量铸造的叶片，如何选择基准目标（点或线）来体现叶片上确定的3个互相垂直基准面的一般原则（方法）。

叶片的3个互相垂直的基准与其他零件的3基准的设置相同，如图9－8所示的基准A，B，C。其中有些基准为几何形体的中心线或面，在实体上不一定存在；有些基准是经机械加工后才呈现的，为此须选定某些目标点或线来体现各基准。

图9－8中基准B亦可按需设置在E_1面或E_2面上，基准C亦可按需设置在F_1面或F_2面上。

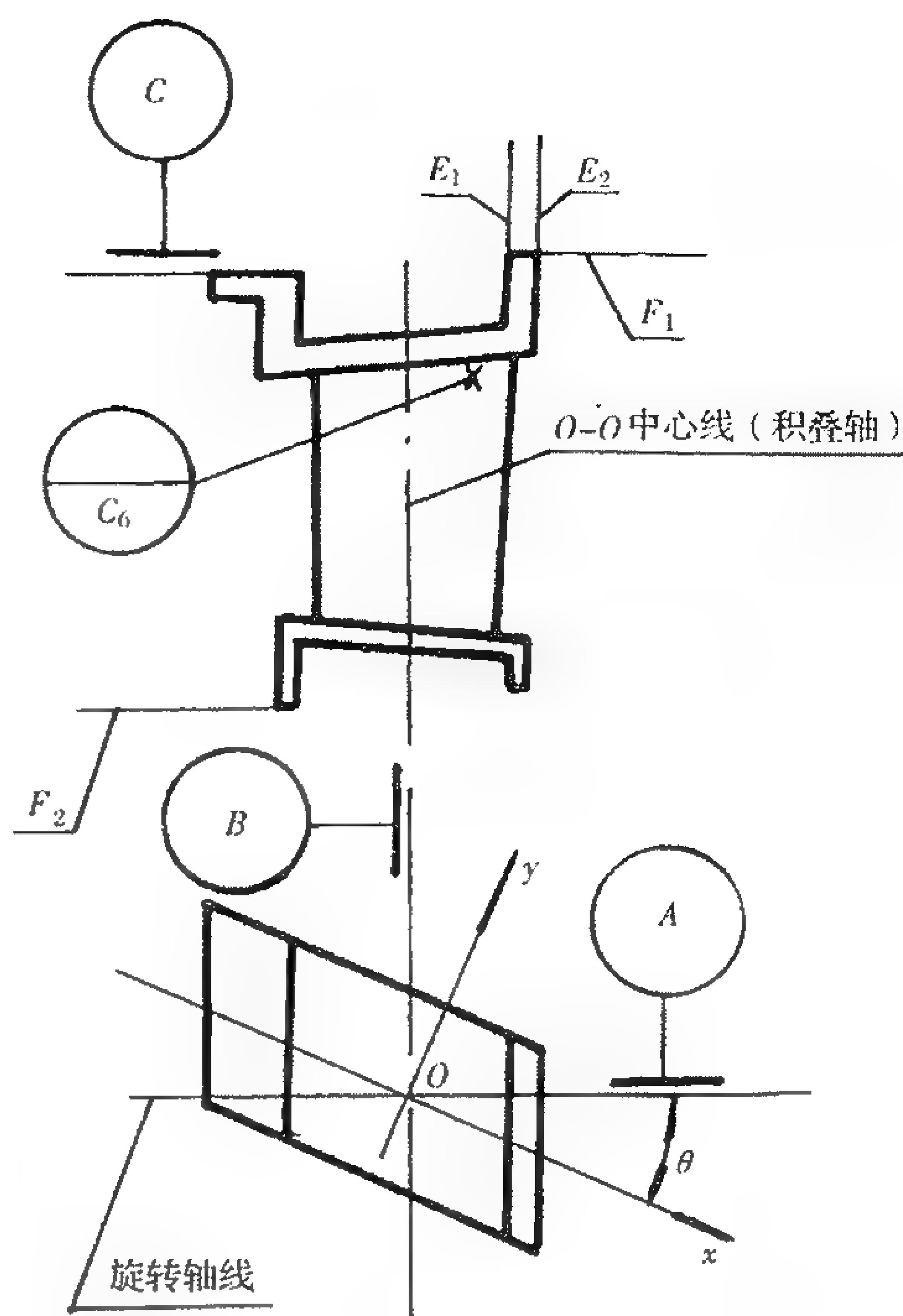


图9－8　叶片基准示意图

由于叶片的叶身是由背面和盆面两个复杂曲面组成，采用无余量铸造工艺一次成型比有余量铸造再经机械加工成型工艺的难度要大，故其公差要放大些，而公差项目增多（除形状公差外尚有平移、倾斜、弯曲、扭转等位置公差）。若将无余量铸造各项偏差叠加后，则在叶身上某些部位的总偏差值，将可能影响到叶片性能不可接受的程度。为此选择基准目标除应考虑叶片定位稳定牢固外，尚应根据各种叶片的具体情况，照顾或确保影响某种叶片的主要功能的偏差为最小。

目前叶片的基准目标选择通常有叶身型和混合型两种。

9.1.5.1　叶身型

该型基准目标除高度基准（第3基准）的一个目标不设置在叶身上外，其余两个基准共5个目标皆设置在叶身上。此类型按所侧重功能又可分为侧重排气面积和侧重质心分布两种。

（1）侧重排气面积叶身型

目前通称排气面积是顶、根两叶栅的两个出口喉部宽度和相应高度所形成的简化冷态当量面积。

图9－9中一叶型叶盆尾部c点至另一叶型叶背b点的最短距离a，称喉部宽度，其d点为喉宽中点，t为叶栅栅距。

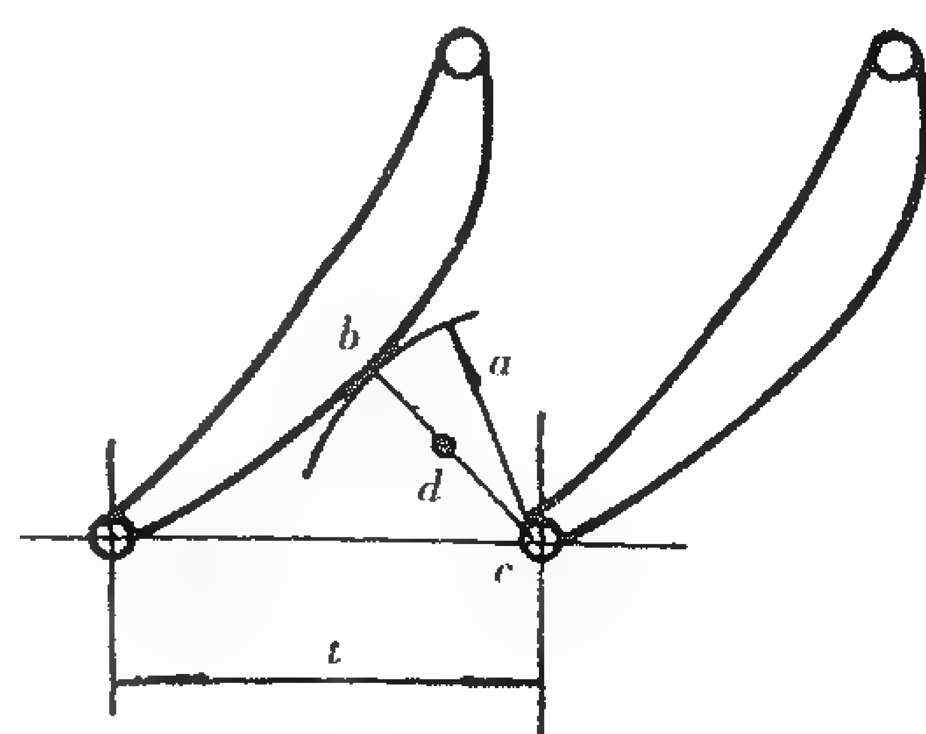


图9－9　叶栅喉部宽度示意图

当选择叶背上喉部切点b和叶盆尾缘点c作为基准目标点，即作为加工、检验的基准时，则这些点对基准（如图9－8中的A，B基准）的偏差理论上为零。组装后喉部宽度偏差（分散度）将最小，即排气面积偏差（分散度）将最小。

a．第1种选择法

如图9－10所示，基准A由A_1，A_2，A_3 3个目标点确定，基准B由B_4，B_5两个目标点确定，基准C由通道上的C_6目标点确定（参见图9－8）。

各目标点的确定原则是：A_1，A_2点取在顶、根两叶型叶背上的喉部切点（图9－9中的b

点)或邻近的点(顶、根两叶型应尽量接近上、下通道,但距上、下通道的最短距离不小于5mm)。A_3 取顶部或根部叶型的叶盆距尾缘型线与小圆的切点(图 9-9 中 c 点)约 1.5~2mm 的点。B_4,B_5 点在叶背近前缘处选取。该两点与 A_1,A_2 的距离应尽量大,并距型线与前缘小圆的切点距离不小于 1.5~2.0mm,同时 B_4,B_5 点处的切线应尽量与 A_1,A_2 点处型线的切线相垂直(用微调 A_1,A_2 位置来保证)。C_6 点在上通道或下通道面上选取,该点应取在顶、根两叶栅喉宽中点(图 9-9 中的 d 点)连线与通道的交点上,或邻近交点处,并应距缘板侧边距离不小于 1.5~2.0mm。

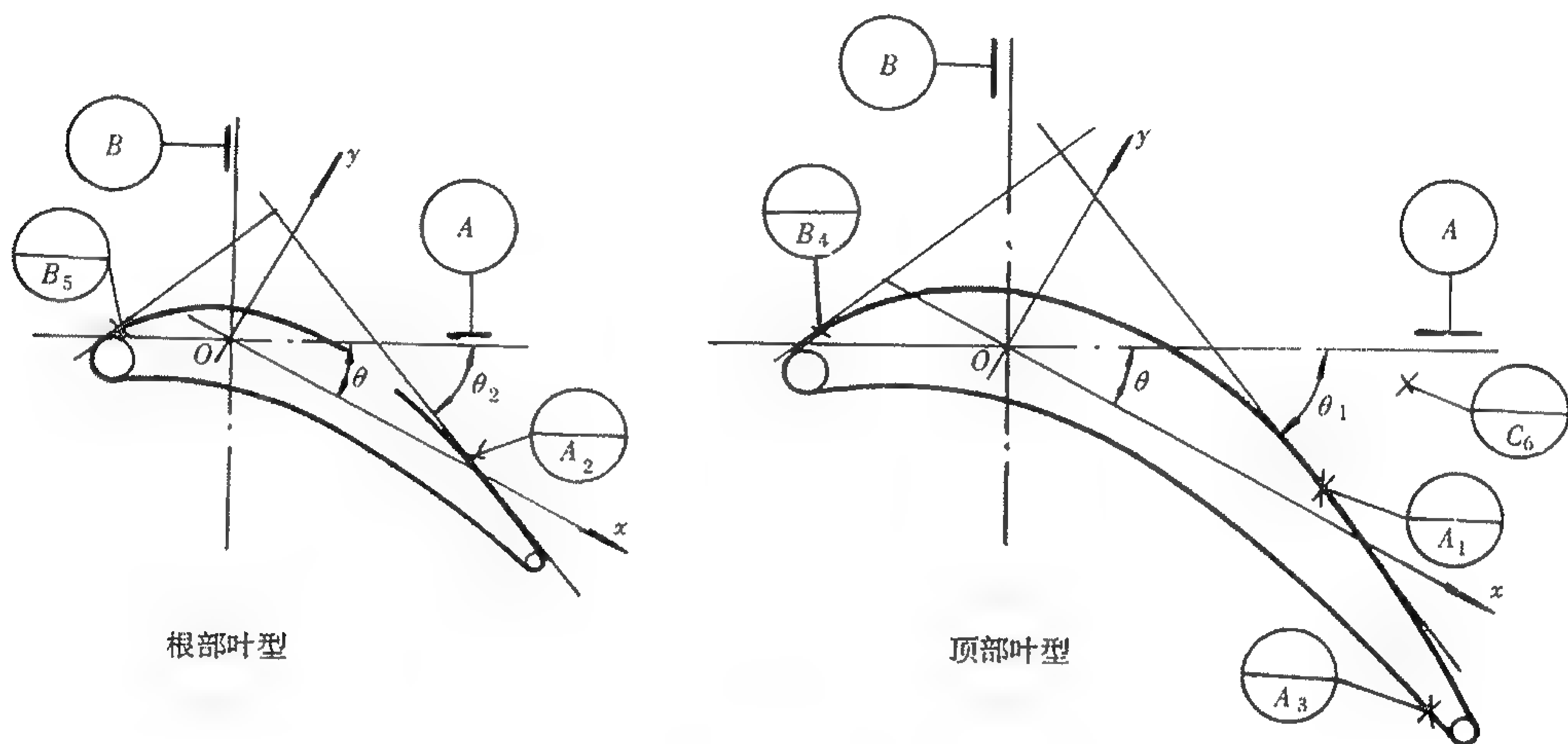


图 9-10 叶身型基准目标选择图之一

目标选定后按各设计、制造单位的习惯,各目标点(或所在平面)在高度方向以基准 C 或 C_6 点标注理论尺寸,在其余两个方向上,以基准 A,B 或以叶型坐标系 x,y,θ;或以 A_1,A_2 处的切线和法线及 θ_1,θ_2 标注理论尺寸皆可。

b. 第 2 种选择法

如图 9-11 所示:线 B_1、线 B_2、点 B_3 确定基准 B,线 A_4、线 A_5 确定基准 A,点 C_6 确定基

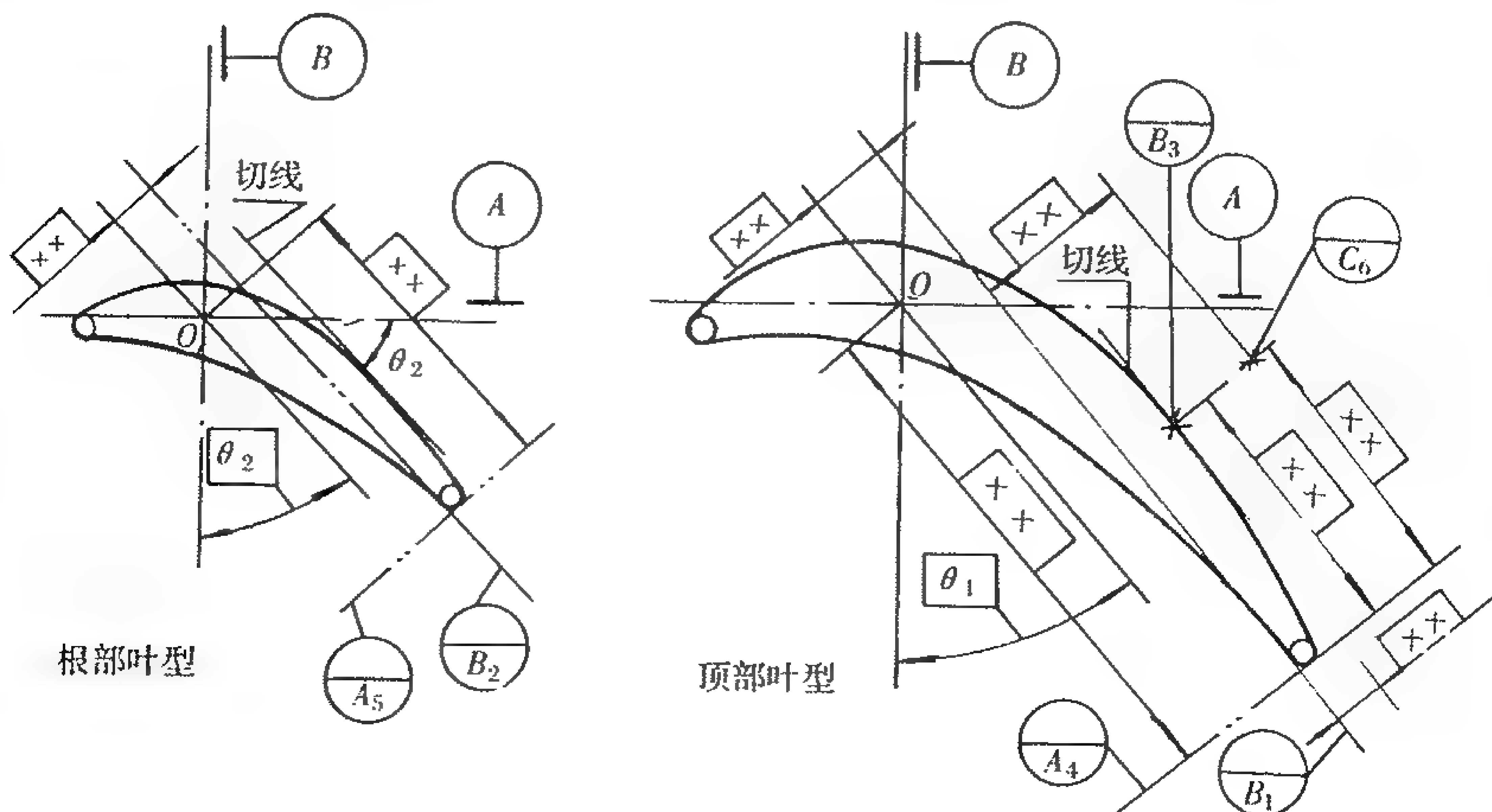


图 9-11 叶身型基准目标选择图之二

准 C。B_3 是选择在顶部叶型的喉道切点处(或其附近)。线 B_1、线 A_4 是选择在顶部叶型的尾缘并与喉道切点(B_3)处的切线相平行、垂直的两条线。线 B_2、线 A_5 亦类似线 B_1、线 A_4 选取,虽根部叶型的喉道切点未选,但应找出该点。各目标线、点取定后,可按需(习惯)标注其理论尺寸。图 9－11 是以顶、根二叶型喉部切点的切线、法线及 θ_1,θ_2 体系标注各目标的理论尺寸的一种形式。

(2) 侧重质心分布型

涡轮工作叶片的负荷是相当大的,为减少叶根部分负荷,通常将各叶型质心对根部叶型质心在轴向、周向设计成线性偏移量,使之产生一定的反向离心弯矩,以部分抵消气动弯矩。为此对工作叶片的基准目标的设置,常以保证质心分布,即叶身倾斜度为主。

图 9－12 为本类型基准目标设置的一种示例,其中目标点 A_1,A_2,A_3 确定基准 A,目标线 B_4,B_5 确定基准 B,目标点 C_6 确定基准 C。具体设置是在根部叶型的叶盆型线上,距前缘小圆与型线的切点 2.5～3.5mm 处取 A_1,距尾缘小圆与型线的切点 1.5～2.5mm 处取 A_2,取 A_1 的法向且切于前缘小圆的线为 B_4,在顶部叶型的叶盆型线上取质心(或原点 O)至型线最短距离的点(或邻近点)为 A_3,取 A_3 的法向并切于前缘小圆的线为 B_5,在外通道面上盆面一侧近前缘处的适量位置(距缘板前端面、侧面和距叶身与缘板的转接圆弧距离皆不小于 1.5mm 处)取 C_6 点。

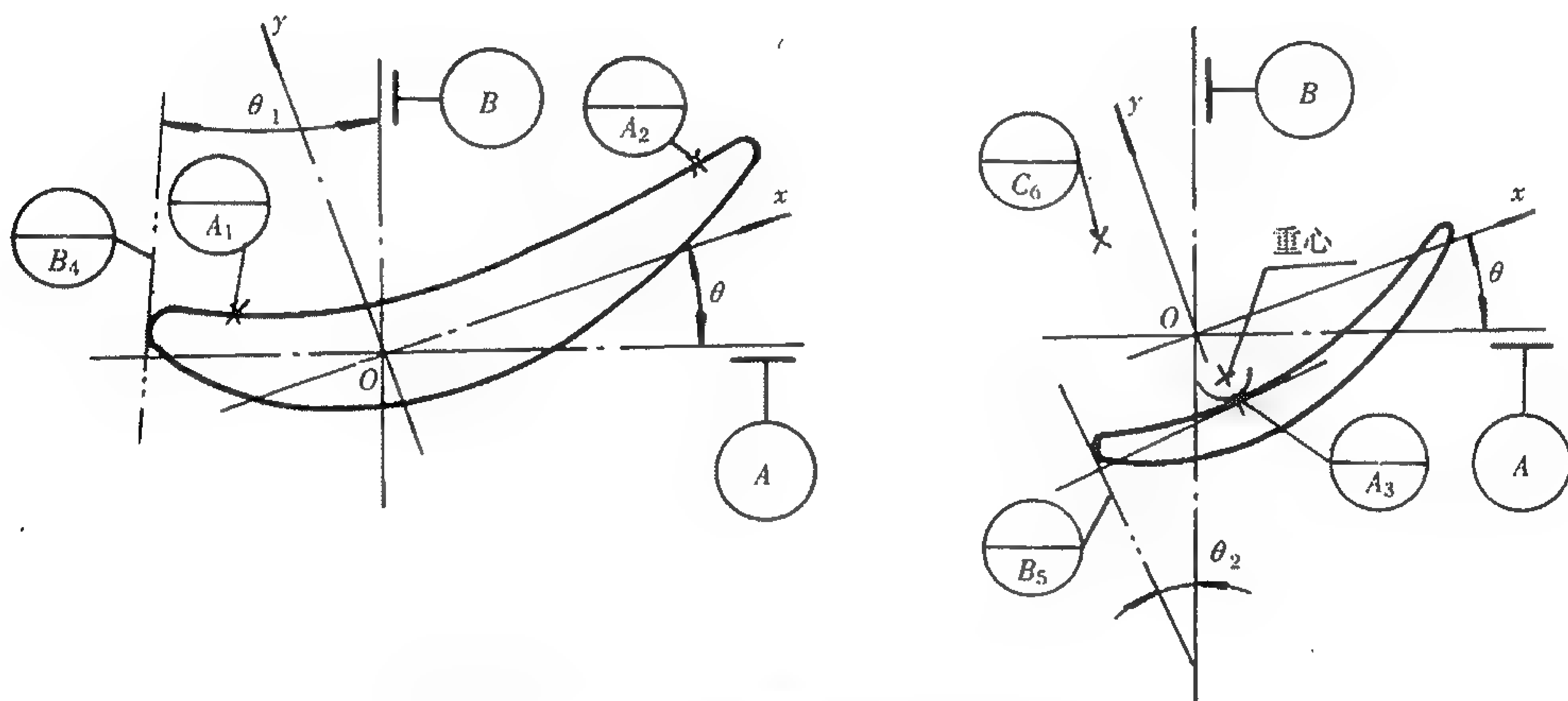


图 9－12 叶身型基准目标选择图之三

各目标点、线取定后,可对基准 A,B;或对叶型坐标 x,y 或对 A_1,A_3 点的切向、法向标注各目标的理论尺寸。

9.1.5.2 混合型

本类型是除基准 C 的目标外,其余两基准目标中亦有不设在叶身上的类型。

图 9－13 中 A_1,A_2,A_3 点(线)确定基准 A,由 B_4,B_5 线确定基准 B,由 C_6 确定基准 C。

A_1,A_2 选在下缘板之下(工作叶片伸根铸造面),根据实践,模具在定型后,此处与叶根型面的相对偏差不大(或分散度不大),基准目标选在此处与选在根部叶型上等价,同样 B_4,B_5 选在上、下缘板与选在顶、根叶型的尾缘亦等价,这既可满足设计要求亦可方便生产制造。该类型缘板的后缘最好为无余量的铸造面。

图 9－13(a)中 A_1,A_2,A_3,C_6 目标选在叶盆一侧,其中目标点 A_3 是叶盆型线距质心(或

原点 O)的最短距离的点。

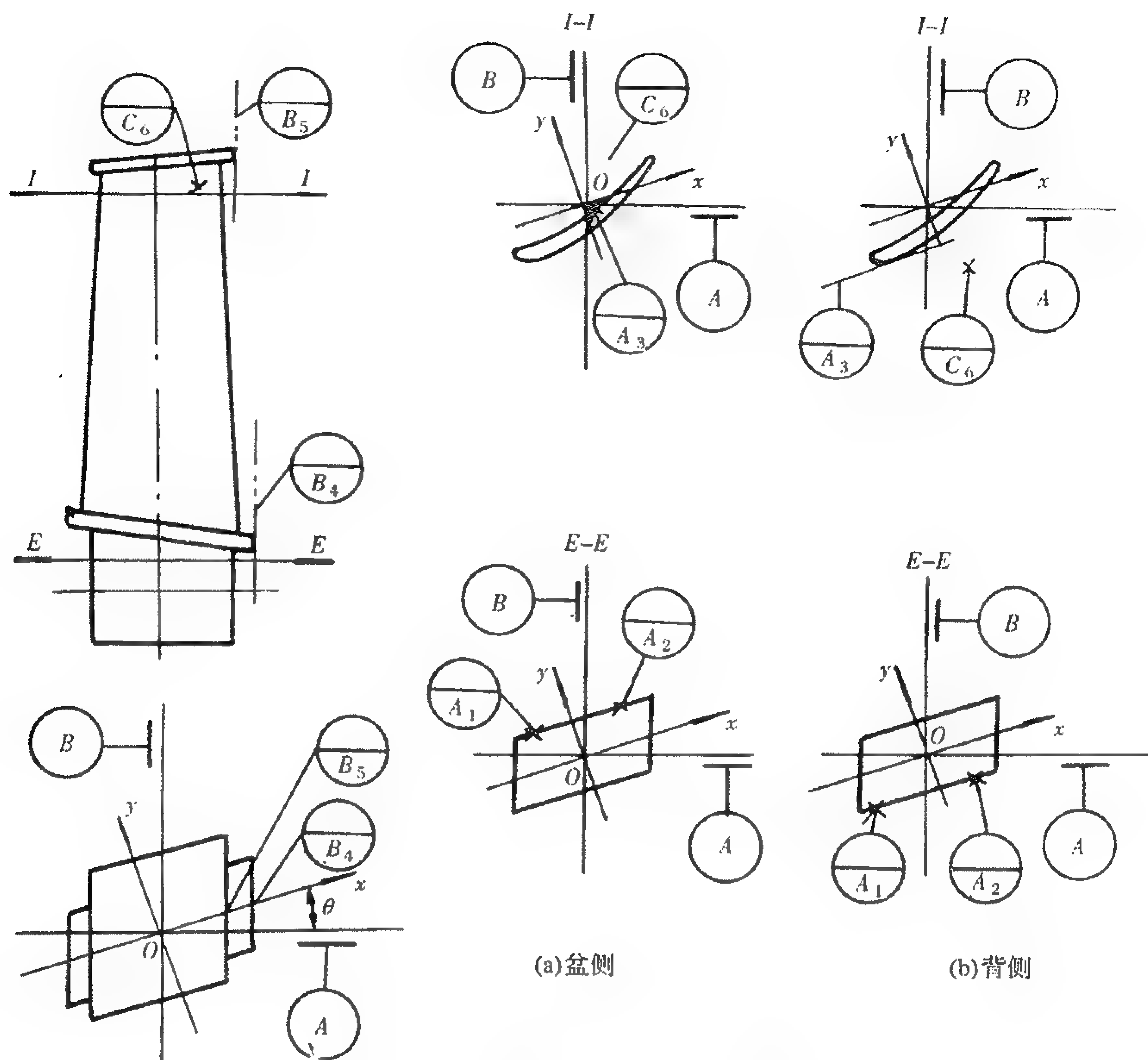


图 9-13 混合型基准目标选择图

图 9-13(b)中 A_1,A_2,A_3,C_6 目标选在叶背一侧,其中目标 A_3 线是叶背型线上平行于叶型坐标系中的 x 轴(或平行于基准 A)的切线。图 9-13(a)或(b)两种按需要选择一种。

目标选定后可按 A,B 基准,或按叶型坐标系 x,y 标注各目标的理论尺寸。

上述各类型中 C 基准的选择大体相同,即在外通道面(或内通道)上取一个目标点,但为使相邻叶片间外通道面的凸凹量与内通道面的凸凹量较均匀,及各叶片的中间叶型高度位置较一致,而在外、内通道面上各取一个目标点,并指明此两个点起一个点的作用(由工艺保证)。此外为减小外通道面(或内通道面)的形位公差对整体的影响,即将基准 C 提为第 2 基准,原第 2 基准中目标点只取 1 个为第 3 基准,其具体形式可参见下节。

9.1.5.3 三联叶片基准目标的选择

本节三联叶片是指 3 个导向叶片整体无余量铸造的叶片组。三联叶片由于结构上的限制,其基准目标大都在叶身的前、后缘处设置,此时关于喉部尺寸的控制则另行规定。

图 9-14 为三联叶片基准目标选择示例之一。

基准 A 是在左、右两叶身顶部叶型上,取平行于基准 A 并切于尾缘小圆的 A_1,A_2 两点和在中间叶身根部叶型上取平行于基准 A 且切于尾缘小圆的 A_3 点所确定。基准 B 是在中间叶身的顶部和根部叶型上,取平行于基准 B 并切于尾缘小圆的 B_4,B_5 两点所确定,基准 C 是由内、外通道面上,在中间叶身背部近尾缘处,用起一个定位点作用的 C_{6a},C_{6b}两点所确定(由工

艺保证)。

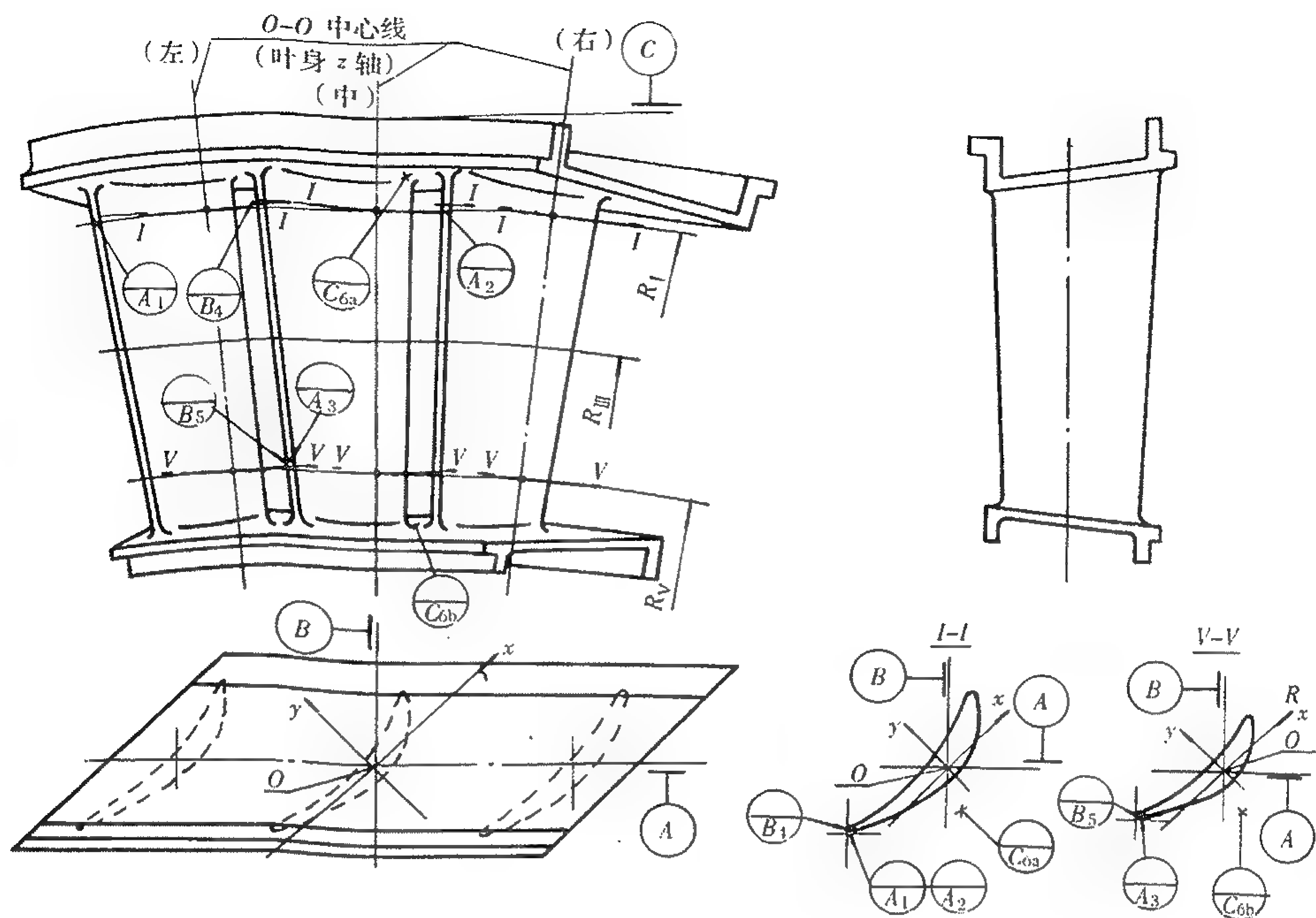


图 9-14　三联导向叶片基准目标选择图之一

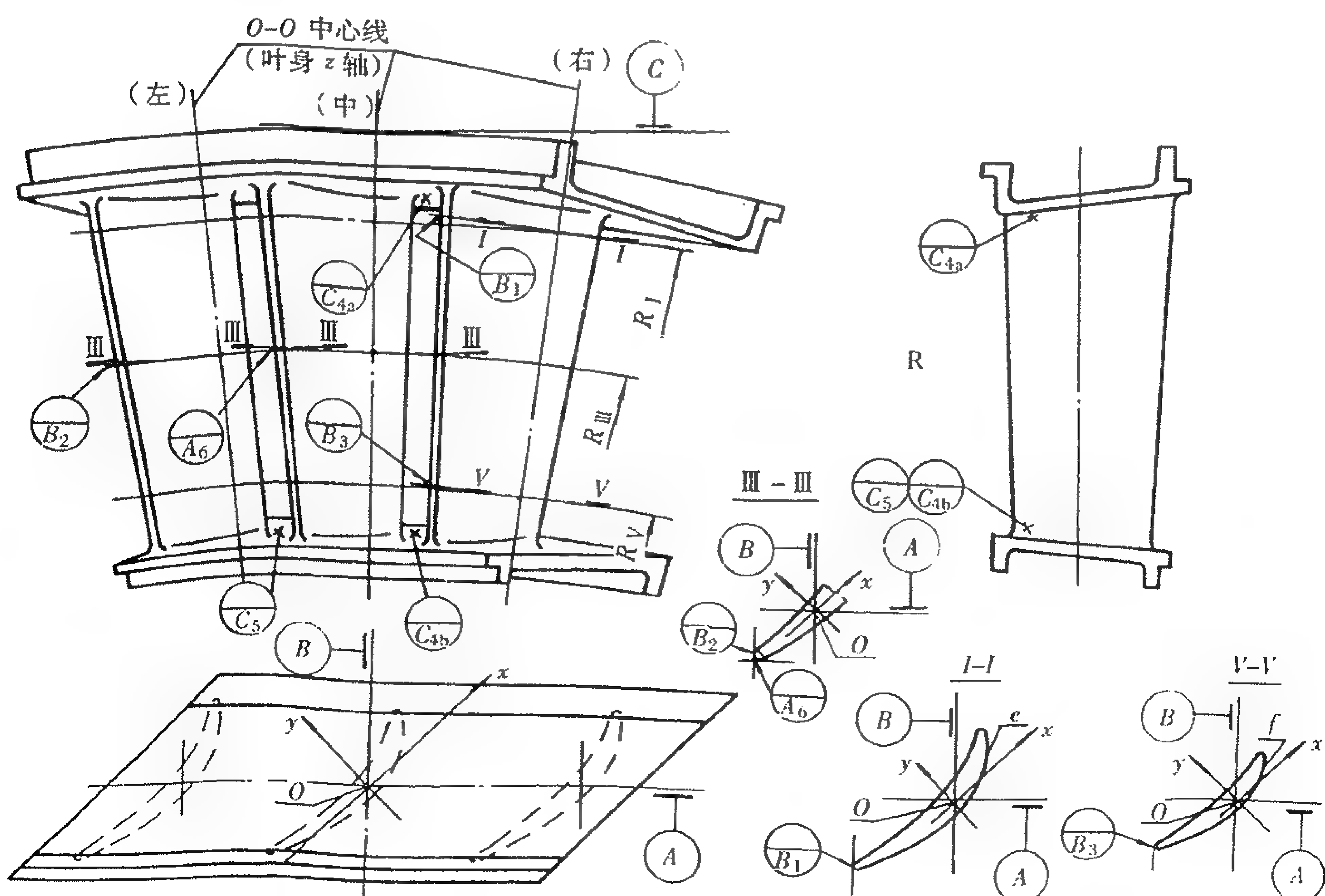


图 9-15　三联导向叶片基准目标选择图之二

图9－15是三联导向叶片基准目标选择的另一示例。其基准 B 是在右边叶身的顶、根叶型上，取平行于基准 B 并切于尾缘小圆的 B_1，B_3 两点和在左边叶身中间叶型上，取平行于基准 B 并切于尾缘小圆的 B_2 点（共3点）所确定。基准 C 是由在内、外通道面上，近中间叶身的背部前缘处，取起一个定位点作用的 C_{4a}，C_{4b}，和近中间叶身叶盆前缘处的 C_5 所确定。亦可在外通道面上，左、右叶身背部前缘处选两点 C_{4a} 和 C_5，在内通道面上中间叶身背部前缘处选一辅助点 C_{4b}，确定基准 C。基准 A 是由在中间叶身中部叶型上取平行基准 A 和基准 B 并切于尾缘小圆的两条线的交点 A_6 所确定。亦可在中间叶身的顶、根部叶型的背面上近前缘处取 e，f 两点确定基准 A，此时基准 C 的目标点应减少一个。

本节所列各种基准目标选择皆以三联为例，若多于或少于3片时也可以参照应用。总之应根据叶片具体情况以定位稳定方便为主，适当照顾功能，选择第1、第2、第3基准次序及各基准目标点或线。

9.2　工作叶片的设计

在工作叶片结构设计前，叶身、榫头已确定，其进一步工作是按9.1.3进行叶身各截面高度值的热、冷态，按9.1.5选取基准目标和按有关分册章节确定形位公差等项，本节不再叙述。本节主要叙述叶冠和下缘板的结构设计。

9.2.1　叶冠设计

叶冠设计首先按需确定采用何种形式。目前叶冠形式有平行和锯齿形两种，其中尚有内表面有无加强角 β，沿轴向叶冠为圆锥面（含圆柱面）和斜平面之分。图9－16中 $A-A$ 截面分别示出平行冠和锯齿冠的形式。B 向视图示出沿轴向内表面有加强角 β 和内表面为圆锥面的示意图。

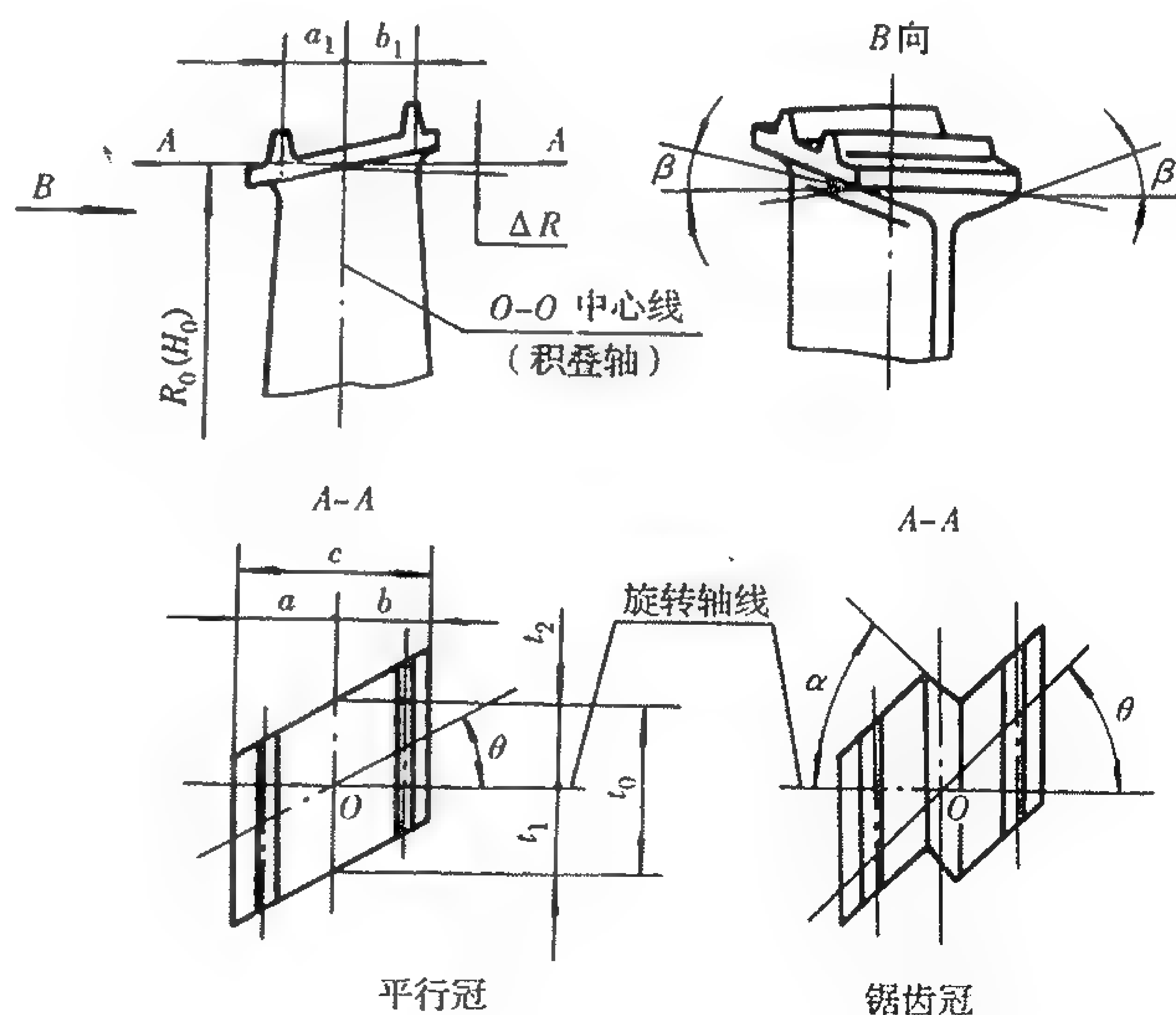


图9－16　叶冠形式图

9.2.1.1　叶冠初步设计

在确定叶冠形式后，为进行叶冠的强度验算，应先进行叶冠的初步设计。其主要内容为：

（1）确定特定截面

在热态通道图上，过叶身 $O-O$ 中心线与外通道的交点处（或按叶冠平均厚度、或按前、后端面的平均直径）取一截面作为特定截面，并截取至中心的距离 $R_0(H_0)$（图9－16所示为上移 ΔR 的 $A-A$ 截面作为特定截面）。在特定截面上确定下列各尺寸（参见图9－17，9－18）。

（2）周向宽度 t_0

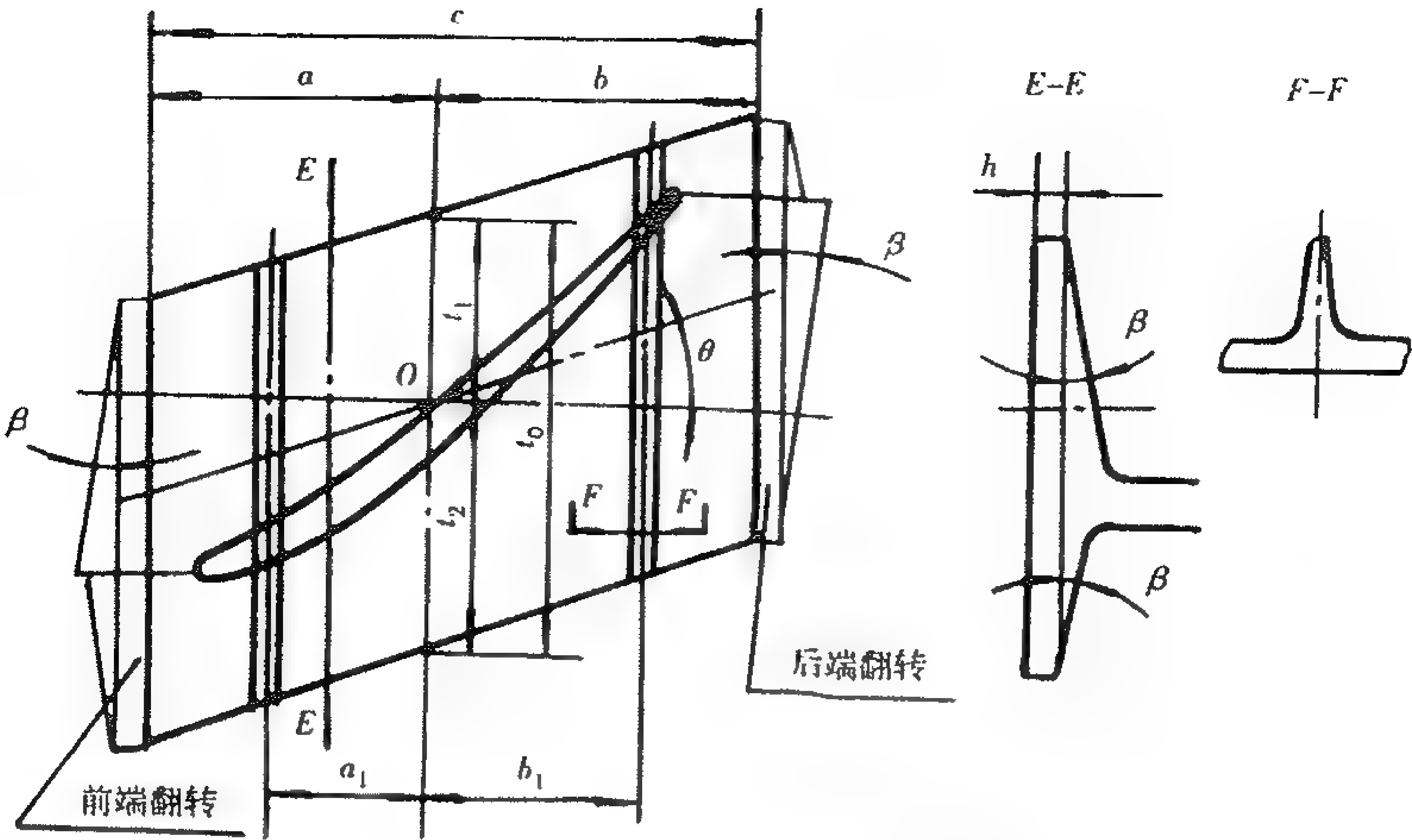


图 9－17　平行冠结构示意图

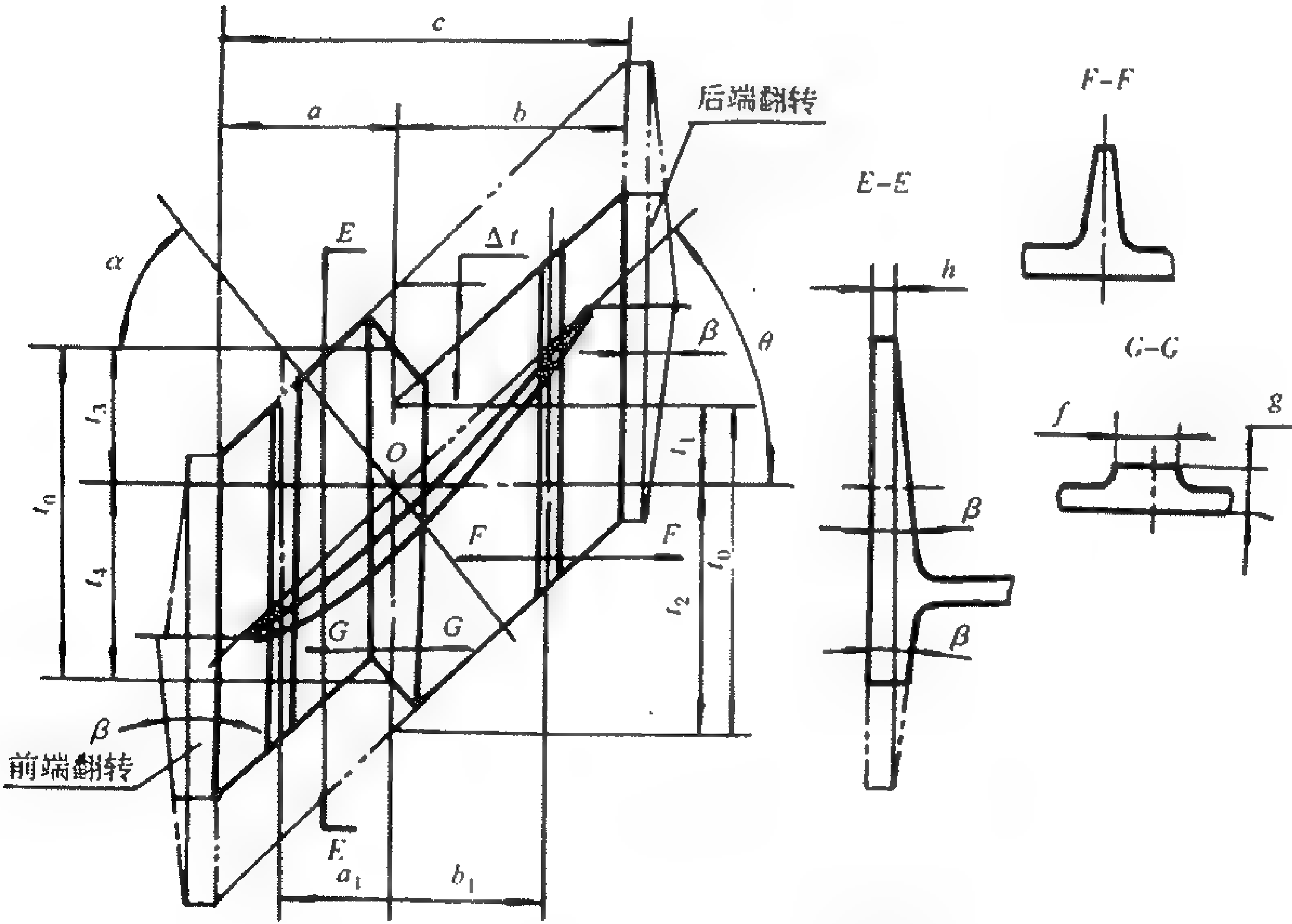


图 9－18　锯齿冠结构示意图

特定截面上的周向宽度可按弧长或弦长计算：

$$t_0 = \frac{2\pi R_0}{N}$$

或

$$t_0 = 2R_0 \sin\frac{\gamma}{2}$$

式中：N——叶片数；$\gamma = \frac{360^\circ}{N}$ 。

（3）轴向宽度 c

参照结构打样图，结合邻近特定截面处的叶型（叶尖叶型）的轴向宽度，留有余地定出叶冠

的轴向宽度 c。

(4) 偏转角 θ,α

平行冠偏转角 θ(图9－17),通常平行冠的两侧面常与下缘板的两侧面有直接联系,故其偏转角常结合下缘板的偏转角、根部叶型的弦线角、榫头在涡轮盘上的偏转角和较均匀包容叶尖叶型等因素统一考虑,宜尽量取一个值。

锯齿冠偏转角 θ,α(图9－18),由于锯齿冠通常与下缘板无直接联系,故其偏转角 θ 常以较好的包容叶尖叶型,结合强度需要而定出。阻尼面的偏转角 α 常结合叶身预扭角($\Delta\alpha$)大小、阻尼面的紧度、挤压应力大小等因素而定。通常在无特殊需要时可取邻近特定截面的叶尖叶型弦线的法向(圆整值)而初定 α 角,作为叶冠强度验算中的初始值,在强度验算中按需进行调整。

(5) 加强角 β

该角应按强度需要最终确定,通常取 $1°\sim2°$ 作为初始值,在强度验算中进行调整,一般最终以不超过 $3°\sim4°$ 为宜。

(6) 叶冠厚度 h,g(图9－17和图9－18)

叶冠的厚度 h 不宜过大,一般取 1～2mm 为宜,若强度不够可适当调整加强角 β。锯齿冠阻尼面的厚度 g 应与长度(轴向宽度 f 的相应值)统一考虑,按强度的挤压应力许可值而定。通常锯齿冠阻尼面的厚度 g 取 3～4mm,轴向宽度 f 取 4～5mm,作为强度验算的初始值。

(7) 确定叶冠与叶尖叶型的相对位置(参见图9－17和图9－18)

为进行强度验算,须确定两者相对位置。确定方法,通常采用绘制叶冠特定截面上的尺寸与叶尖叶型的叠加平面图的方法。绘制时叶冠特定截面与叶尖叶型的高度位置,可能有小差别常忽略不计。叶冠特定截面上的周向长度 t_0 常简化为展平的弧长尺寸或弦长尺寸。在绘制中以叶尖叶型的坐标原点为叠加图的原点进行。若叶身强度估算尚未完成,即叶尖叶型的质心偏移量尚未确定时,可暂以叶尖叶型的质心为叠加图的原点进行,待叶身强度估算完成后,再按叶尖叶型的质心对叶根质心的偏移量,最终确定原点及其至叶冠周边的距离。绘制时两侧面与旋转轴线间的夹角 θ_1,θ_2 皆暂取 θ 角。绘制中反复调整轴向分宽 a,b;周向分长 t_1,t_2(锯齿冠尚有 $t_3,t_4,\Delta t$);封严齿位置 a_1,b_1 等值,必要时可调整 θ 角、β 角、α 角等值,以使叶冠质心与叶尖叶型质心尽量重合,及叶冠在叶盆面的钝角尖点至叶尖叶型的弦长距离和叶背面钝角的尖点至平行于弦线的叶背切线距离尽量相等。

(8) 叶冠强度验算

在叶冠各尺寸及与叶尖叶型相对位置初步确定后,即可进行叶冠的强度验算。验算中可按需调整上述各值,以满足强度要求。如果各值调整后,仍很难满足强度最低要求,则应考虑增加叶片数的问题。

9.2.1.2　冠的详细设计

叶冠在特定截面上的各尺寸,经简化的强度验算及调整后,即可进行全尺寸的叶冠详细设计,以便绘制叶片图纸,供生产制造及叶片强度的精确计算之用。本节叙述叶冠详细设计中的几个主要问题。

(1) 热、冷态尺寸换算

为绘制生产用图,在叶冠的详细设计中,首先应将初步设计中的热态尺寸换算成冷态尺寸。通常只对特定截面的高度尺寸 $R_0(H_0)$ 及周向宽度 t_0 进行热、冷态尺寸换算,其余尺寸由于差别较小,可忽略不计仍取热态尺寸。t_0 尺寸换算后 $t_1,t_2(t_3,t_4)$ 可分别按比例进行换算,

或 $t_1(t_3)$ 取热态尺寸，不作换算，而 $t_2(t_4)$ 则按保持总长 t_0，或中心角 $\gamma=360°/N$ 不变而定(各尺寸含义可参见图9-17，图9-18和图9-2等)。

(2) 叶冠内表面各尺寸

当叶身和叶冠的强度估(验)算后，叶冠的轴向位置已最终确定。据此可确定冷态的叶身 $O-O$ 中心线与叶冠内表面的交点处的径向尺寸 R，及其前端的 $R_1=R-a\tan\omega$，后端的 $R_2=R+b\tan\omega$，其中扩张角 ω 应取热态通道图上相应的 ω 值(参见图9-19，图9-20的主视图)。

(3) 平行冠的两侧面设计

当采用平行冠与下缘板的两个侧面分别在同一平面的结构时，则取叶冠与下缘板特定截面上各有关尺寸，按9.1.4中有关部分进行设计与计算。根据实践，这种结构类型大都为内分型，其设计与制造皆较繁杂，如有可能在不影响强度的前提下，对数据进行少量调整，以便采用9.1.4.3的简化型设计。若采用简化型设计可能性不大，并且无特殊要求时亦可采用叶冠与下缘板的两个侧面分别为两个对称型设计，即两个侧面分别为两个平行的对称平面，其偏转角 θ 为同一值，但两者的 Δu，Δa 不同。图9-19为两个对称型设计的示例。

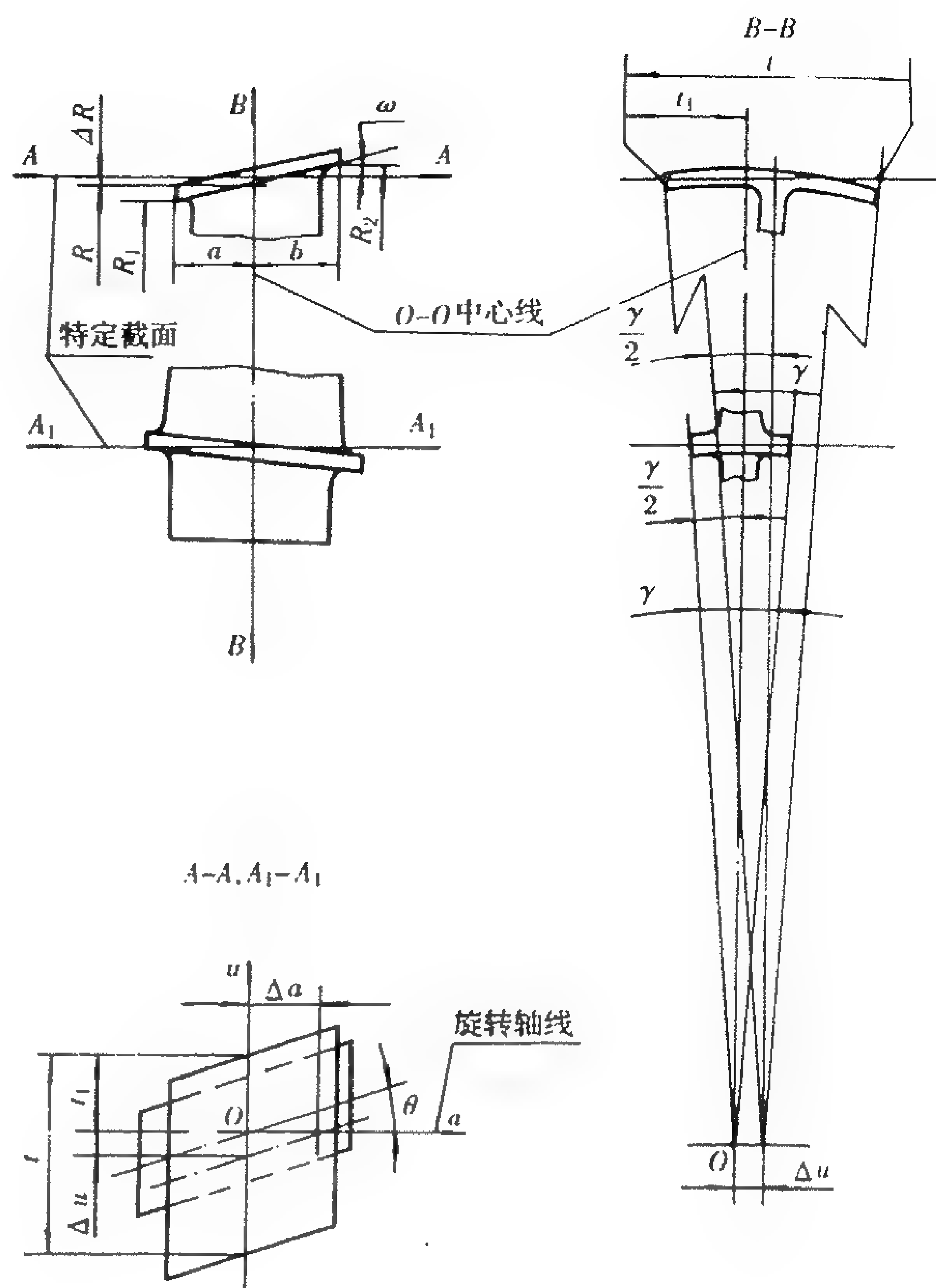


图9-19　两对称型设计图

图示中的下缘板 $\Delta u=0$，$\Delta a=0$，叶冠的 $\Delta u=(t/2)-t_1$

式中的 t_1 在特定截面上取得，$(t/2)$ 按 $(t/2)=H_0\tan(\gamma/2)$ 求得。

余下工作是在俯视图中沿 θ 向取视图(图9-19中未示出)，按9.1.4.2所述的对称型分别对叶冠和下缘板进行设计及计算即可。

(4) 锯齿冠的两侧面设计

通常锯齿冠按其特点进行单独设计，即取特定截面上的尺寸，按9.1.4所述方法，分别对阻尼面(工作面)和非工作面进行设计与计算。由于工作面的长度较短，及在装配中叶片须进行反向预扭，非工作面的间隙较大，故可采用简化型设计，甚至非工作面采用平行于中心线的无角度的设计。图9-20是锯齿冠的一种简化示例。

在图9-20中工作面是采用整角的简化型设计。在 $A-A$ 视图(特定截面)上取 t_3 及作 $C-C$ 剖面则 $u_3=t_3\cos\alpha$，$\tan\gamma_c=\tan\gamma\cos\alpha$(式中：$\gamma=360°/N$)，$u=H_0\tan\gamma_c$($H_0$=特定截面的高度，亦可另取适当的值)，$u_4=u-u_3$。非工作面的两侧面简化为平行于中心线的无角度平面。在 $A-A$ 视图上取 t_1，经 $\tan\alpha_1=t_1/H_0$，$\alpha_2=\gamma-\alpha_1$ 过渡算出 $t_2=H\tan\alpha_2$，式中的 H 值宜

取前端面处 R_1 弧上最低点至中心的值，或 R_1 值，则

$$W_1 = t_1\cos\theta = H\tan\alpha_1\cos\theta$$

$$W_2 = t_2\cos\theta = H\tan\alpha_2\cos\theta$$

$$W = W_1 + W_2$$

$$\Delta W = \Delta t\cos\theta$$

式中，$t_1, t_2, \Delta t$ 皆取 H 截面上的值。

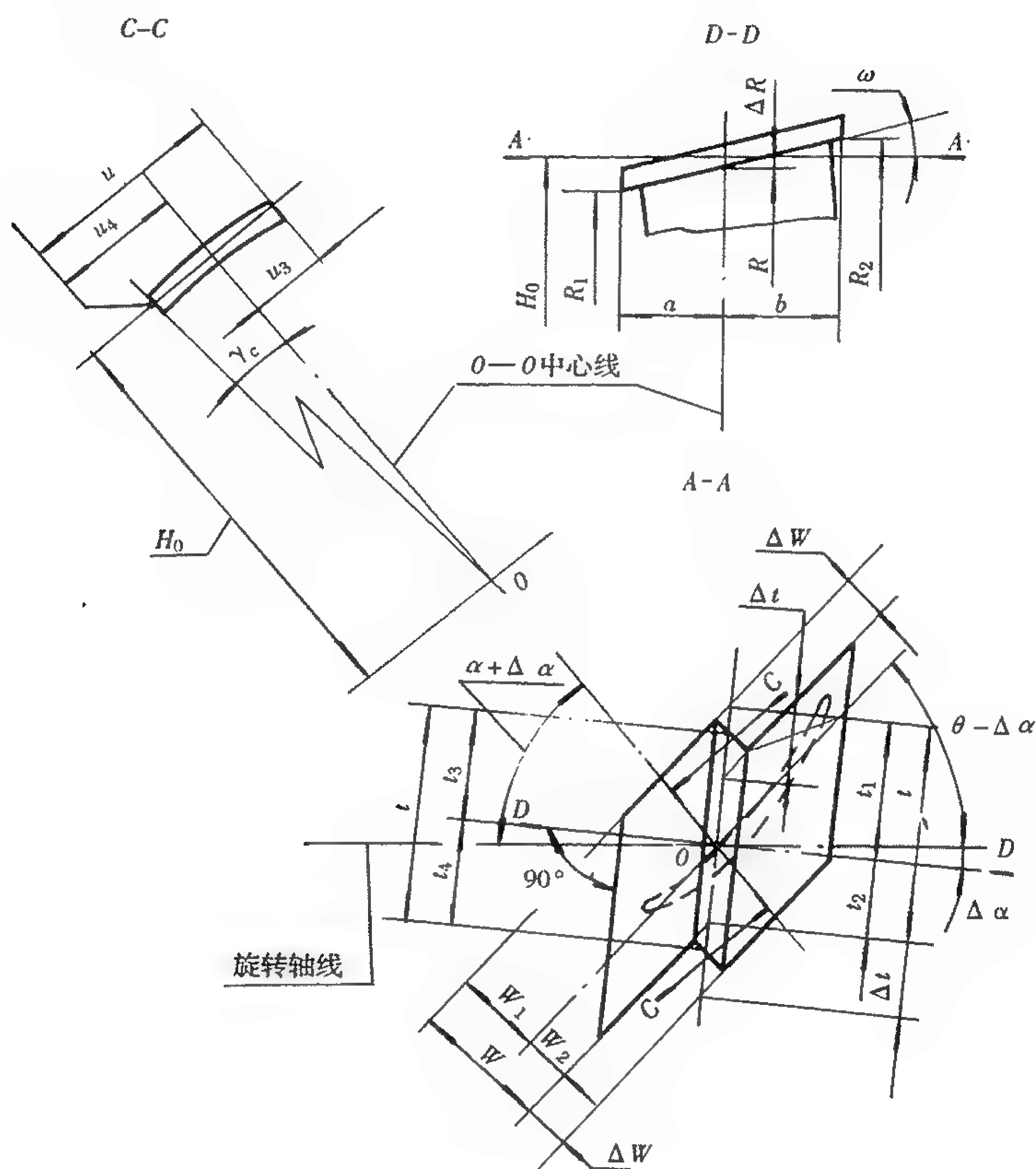


图 9-20 锯齿冠简化型设计示例

本节是按简化整角型进行叙述，若用简化内分型、简化外分型设计，其计算类似。

如非工作面采用整角或内分的简化型设计，其计算类似，但应补充视图。

这里需说明两点，一是无论采用何种类型设计两侧面，叶冠的俯视图皆应与旋转轴线成 $\Delta\alpha$ 角进行绘制并作说明。工作面与旋转轴线间的夹角按 $(\alpha+\Delta\alpha)$ 标注，非工作面与旋转轴线间的夹角按 $(\theta-\Delta\alpha)$ 标注。二是工作面上的各尺寸是按 α 角进行计算的，这比按 $(\alpha+\Delta\alpha)$ 计算值要大，两者的差值可视为工作面的紧度（或近似）值，该差值可作为决定尺寸公差、位置公差或强度验算等参考值，必要时可调整 α 或 $\Delta\alpha$ 值。非工作面上的尺寸是按 θ 角进行计算的，这比按 $(\theta-\Delta\alpha)$ 进行计算的值要小，两者差值可视为预留的最小间隙值，即尚有尺寸公差，位置公差等等因素的影响，其间隙值还应增加些。

9.2.2　下缘板设计

下缘板的外形和尺寸，在涡轮结构打样图中已有规定，本节叙述其中一些细化问题（图9－21）。

9.2.2.1　下缘板的轴向和径向尺寸

冷态涡轮结构打样图上的轴向尺寸 c，a，b 通常为初定值，当叶身强度估算完成后，应以叶身的根部叶型的质心（叶身 $O-O$ 中心线）为界，校核各轴向尺寸能否较好地包容叶型（含不完整的叶型）并按需进行调整。若轴向各尺寸的调整量较大，应与结构打样图进行协调。

径向尺寸的确定，通常对照热态流道图，首先确定冷态流道与叶身中心线的交点处的尺寸 R_0，而后取热态流道图上的扩张角 ω，经推算得前、后端面上的 R_1，R_2 尺寸。

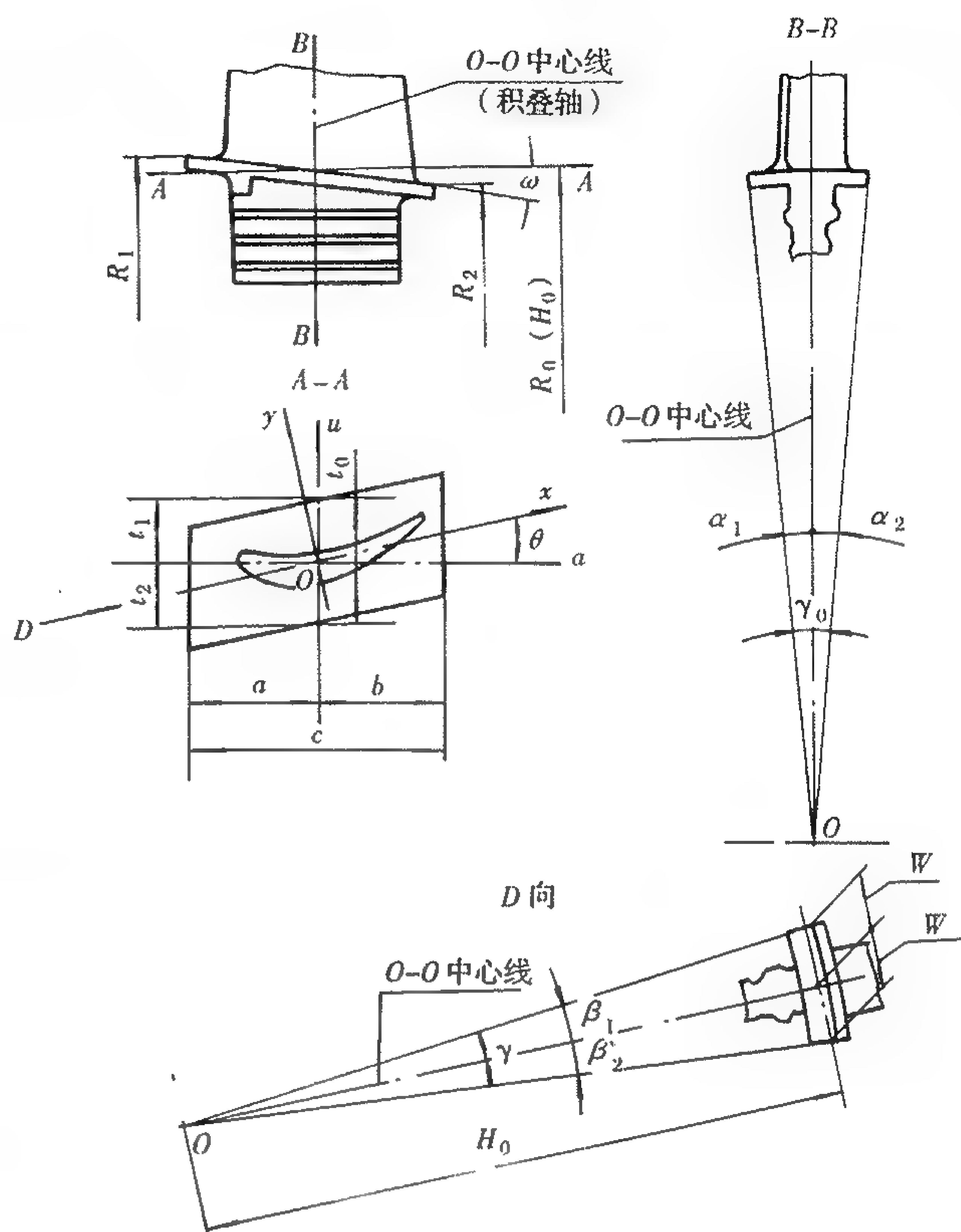


图9－21　下缘板示意图

9.2.2.2　下缘板的偏转角 θ 及周向尺寸

下缘板的偏转角 θ，一般宜取根部叶型弦线角的近似值，能较好地包容根部叶型，但应与榫头在涡轮盘上的安装角、叶型坐标的 x 轴、叶冠的偏转角等进行协调，尽可能取同一值。

周向尺寸是确定特定截面（图9－21中为 $A-A$ 截面）的高度 $R_0(H_0)$ 后，按弧长或弦长算出周向总长 t_0，结合已定的 θ 角绘制展平的下缘板与根部叶型的平面叠加图，绘制中调整二者的相对位置，以达到能较好地包容根部叶型（含不完整的叶型）从而确定周向分尺寸 t_1 或 t_2。

9.2.2.3　下缘板两侧面设计

两侧面的设计在9.1.4中已有叙述，选择何种类型进行设计则按具体情况而定。

例如：当下缘板两侧面与叶冠两侧面无联系时，则 α_1，α_2（图9－21的 $B-B$ 视图）可通过 t_1 或 t_2 按下式确定：

$$\sin\alpha_1 = \frac{t_1}{R_0}\left(\text{或 } \tan\alpha_1 = \frac{t_1}{H_0}\right),\ \alpha_2 = \gamma - \alpha_1$$

或

$$\sin\alpha_2 = \frac{t_2}{R_0}\left(\text{或 } \tan\alpha_2 = \frac{t_2}{H_0}\right),\ \alpha_1 = \gamma - \alpha_2 \quad (\alpha_1, \alpha_2 \text{ 不带} \pm \text{号})$$

式中：$\gamma = 360°/N$。

计算结果通常为较繁杂的内分类型，应尽量避免采用。如 α_1 与 α_2 二角相差较小时，可适当调整 $t_1(t_2)$，使 $\alpha_1=\alpha_2=\gamma/2$，以便采用对称型设计。或经内分型的精确设计和简化型设计的计算与分析，当简化型的偏差值在可接受的前提下，可采用内分型的简化设计。图 9-21 的 D 向视图是内分型的简化设计示意图，其中 β_1,β_2,γ_c 按下式确定：

$$\tan\beta_1 = \tan\alpha_1\cos\theta$$

$$\tan\beta_2 = \tan\alpha_2\cos\theta$$

$$\gamma_c = \beta_1 + \beta_2$$

相应尺寸为

$$W_1 = H_0\tan\beta_1$$

$$W_2 = H_0\tan\beta_2$$

式中，H_0 为特征截面上的高度，亦可按需要另取适当的值。

如果 α_1 与 α_2 两者相差较大，即 t_1 与 t_2 相差较大，亦可保持 t_1,t_2 不变，采用对原点 O 有偏移量($\Delta a,\Delta u$)的对称型设计(图形略，可参见图 9-19 叶冠形式)。其偏移量

$$\Delta u = \frac{t_0}{2} - t_1$$

$$\Delta a = \frac{\Delta u}{\tan\theta}$$

并将角度改取 $\alpha_1=\alpha_2=\gamma/2$，同样可在俯视图上取 D 向视图(图形未视出，参见图 9-21)可得：

$$\tan\beta_1 = \tan\beta_2 = \tan\frac{\gamma_c}{2} = \tan\frac{\gamma}{2}\cos\theta$$

在 H_0 高度上各值

$$\frac{W}{2} = H_0\tan\frac{\gamma_c}{2}$$

$$\Delta W = \Delta u\cos\theta$$

$$W_1 = \frac{W}{2} - \Delta W$$

$$W_2 = \frac{W}{2} + \Delta W$$

当下缘板与叶冠有联系时，则按 9.1.4 所述，对下缘板和叶冠进行统一设计。同样在设计过程中应对数据进行分析研究，并尽可能进行调整使设计简化。本节不再详述，有关部分参见 9.2.1.2 中平行冠的设计部分。

9.2.3 榫头及伸根的设计

榫头是叶片与轮盘连接的承力构件。叶片上的榫头与轮盘上的榫槽是统一设计的，两者的应力水平应相当。

目前涡轮上采用榫头大都为枞树形榫头，其榫齿有多个小齿型和少量大齿之分，两者各有特点，应根据叶片、轮盘所选用的材料，受力状况，应力水平及生产制造水平等因素，综合考虑而定。

由于设计一种榫齿须进行大量的计算分析和试验验证，以及由于尺寸精度要求高、生产制造亦有相当难度，故目前除特殊需要外，一般选用经考验较成熟的齿形，而后对榫头(榫槽)的额定宽度，轴向长度，装配时的安装角，齿数数量，甚至叶片数等参数进行调整，以满足各种需

9.2.2 下缘板设计

下缘板的外形和尺寸，在涡轮结构打样图中已有规定，本节叙述其中一些细化问题(图9-21)。

9.2.2.1 下缘板的轴向和径向尺寸

冷态涡轮结构打样图上的轴向尺寸 c, a, b 通常为初定值，当叶身强度估算完成后，应以叶身的根部叶型的质心(叶身 $O-O$ 中心线)为界，校核各轴向尺寸能否较好地包容叶型(含不完整的叶型)并按需进行调整。若轴向各尺寸的调整量较大，应与结构打样图进行协调。

径向尺寸的确定，通常对照热态流道图，首先确定冷态流道与叶身中心线的交点处的尺寸 R_0，而后取热态流道图上的扩张角 ω，经推算得前、后端面上的 R_1, R_2 尺寸。

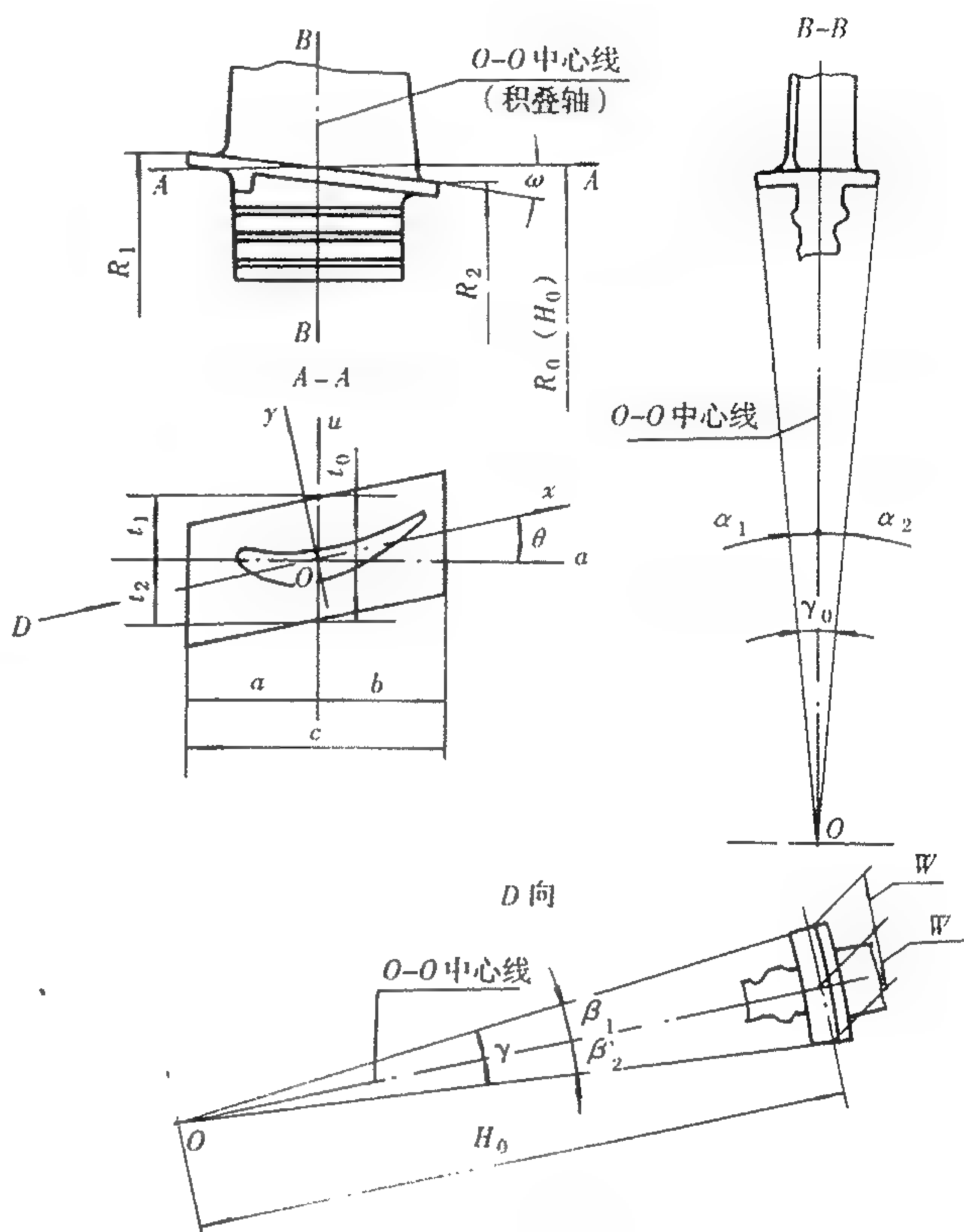


图9-21 下缘板示意图

9.2.2.2 下缘板的偏转角 θ 及周向尺寸

下缘板的偏转角 θ，一般宜取根部叶型弦线角的近似值，能较好地包容根部叶型，但应与榫头在涡轮盘上的安装角、叶型坐标的 x 轴、叶冠的偏转角等进行协调，尽可能取同一值。

周向尺寸是确定特定截面(图9-21中为 $A-A$ 截面)的高度 $R_0(H_0)$ 后，按弧长或弦长算出周向总长 t_0，结合已定的 θ 角绘制展平的下缘板与根部叶型的平面叠加图，绘制中调整二者的相对位置，以达到能较好地包容根部叶型(含不完整的叶型)从而确定周向分尺寸 t_1 或 t_2。

9.2.2.3 下缘板两侧面设计

两侧面的设计在9.1.4中已有叙述，选择何种类型进行设计则按具体情况而定。

例如：当下缘板两侧面与叶冠两侧面无联系时，则 α_1, α_2(图9-21的 $B-B$ 视图)可通过 t_1 或 t_2 按下式确定：

$$\sin\alpha_1 = \frac{t_1}{R_0}\left(或\ \tan\alpha_1 = \frac{t_1}{H_0}\right), \alpha_2 = \gamma - \alpha_1$$

或

$$\sin\alpha_2 = \frac{t_2}{R_0}\left(或\ \tan\alpha_2 = \frac{t_2}{H_0}\right), \alpha_1 = \gamma - \alpha_2 \quad (\alpha_1, \alpha_2 不带 \pm 号)$$

式中：$\gamma = 360°/N$，

要。有关榫头、榫槽的强度设计与计算见有关章节。

伸根位于下缘板与榫头之间。其形状按功能、结构需要，有平行四边形、斜工字型、加厚叶型形和中空叉型等形式。其径向、周向尺寸须与涡轮盘，榫头的结构、强度统一考虑，轴向尺寸通常与盘、榫头的轴向尺寸一致。

9.3 导向叶片的设计

由于导向叶片的上、下缘板与叶身的相对位置，除能较好地包容顶、根叶型外，一般无特殊要求(弯扭叶片除外)，故在设计中的制约条件较少，自由度相对较大些。

通常在录取热态通道图和结构打样图上的有关尺寸，进行内、外通道、叶身各截面高度尺寸的热冷态尺寸换算，按叶片数 N 确定叶片的占有角(中心角) $\gamma = 360°/N$ 后，即可进行导向叶片的结构设计工作。

9.3.1 上、下缘板的设计

通常导向叶片的上缘板和下缘板作为一个整体进行设计，或称有联系的设计，在设计中各参数应协调一致(图9－22)。

9.3.1.1 偏转角 θ 的确定

如前所述，该角是确定两侧面交线在俯视图上的投影线与发动机旋转轴线的夹角。为使上、下缘板能较好的包容顶、根叶型，该角通常是取顶、根两叶型弦线角的平均值(圆整值)。此外叶型的坐标 x 轴与发动机旋转轴线的夹角，应尽可能与缘板偏转角 θ 取相同值。

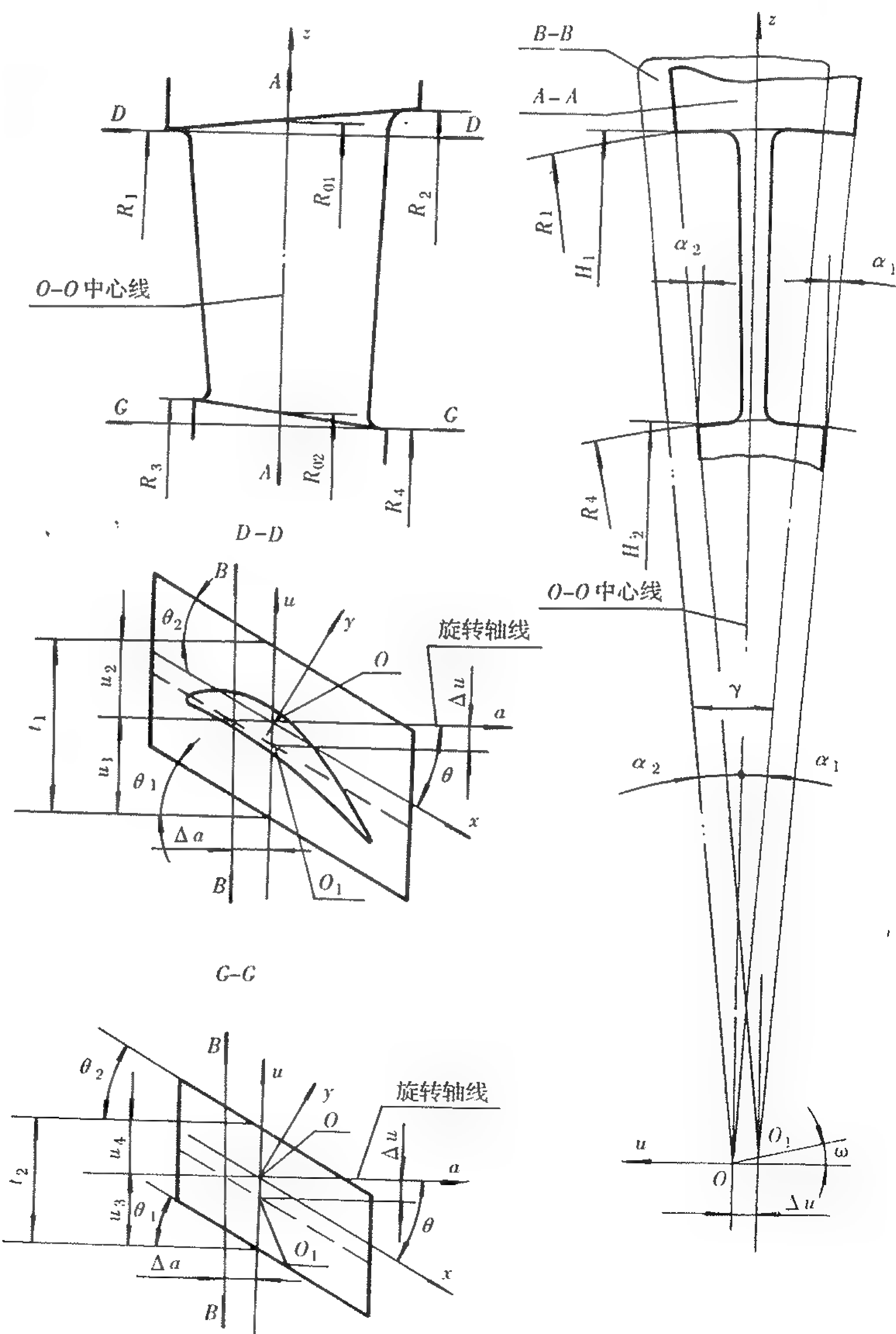


图9－22 导向叶片基本结构示意图

9.3.1.2 轴向、径向及周向尺寸的确定

轴向尺寸：根据结构打样图上的轴向宽度，结合顶、根叶型的轴向宽度，并以叶身 $O-O$ 中心线为界定出上、下缘板的轴向各尺寸。

径向尺寸：录取或经热、冷态尺寸换算，叶身 $O-O$ 中心线与外、内通道交点处冷态的径向 R_{01} 和 R_{02} 值，以热态外、内通道上相应的扩张角，推算出上、下缘板通道上的前、后端面的径向尺寸 R_1, R_2, R_3, R_4 值。

周向尺寸：为使上、下缘板能较好地包容顶、根叶型，通常采用分别绘制上、下缘板和顶、根叶型的叠加图。绘制中通常指定两个半径 R_i（特定半径）或指定两个截面 H_i（特定截面），并以

$$t_i = 2R_i \sin\frac{\gamma}{2} (\text{或 } t_i = 2H_i \tan\frac{\gamma}{2})$$

式中：$\gamma = 360°/N$，其两侧面的偏转角 θ_1, θ_2 皆暂取 θ 值。

图 9－22 中上缘板取 R_1（或 $D-D$ 截面），下缘板取 R_4（或 $G-G$ 截面）分别作为缘板的特定半径（或特定截面）作为绘制叠加图的基础。当上、下通道的扩张角较小，叶身沿叶高变化不大时，亦可在叶身 $O-O$ 中心线与通道交点处 R_{01}, R_{02} 作为特定半径，或相应的特定截面。

绘制叠加图的过程中反复调整缘板对叶型的相对位置，使缘板能较好地、留有余地地包容叶型。并定出以叶身 $O-O$ 中心线为界的周向分尺寸初始的 u_1, u_2, u_3, u_4 值。

9.3.1.3 周向分尺寸最终值及分配角的确定

周向分尺寸的最终值，通常在叠加图上取一侧的 u_i 值为定值，而另一侧则通过分配角而求出。如图 9－22 所示，取上缘板的 u_1 和下缘板的 u_3 为定值，算出分配角 α_1, α_2 值：

$$\tan\alpha_1 = \frac{u_1 - u_3}{H_1 - H_2} (\text{或 } \sin\alpha_1 = \frac{u_1 - u_3}{R_1 - R_4})$$

$$\alpha_2 = \gamma - \alpha_1$$

则 u_2, u_4 的最终值为：

$$u_2 = H_1 \tan\alpha_2$$

$$u_4 = H_2 \tan\alpha_2$$

若先取 u_2, u_4 作为定值，经 α_2, α_1 换算后定出 u_1, u_3 亦可。

9.3.1.4 两面角及其尺寸的确定

根据已确定的 $\theta, \gamma, \alpha_1, \alpha_2$ 等值，按 9.1.5 中有关部分可计算出两面角及其尺寸。

按上述步骤确定的两面角，大都属于 9.1.4 中的较繁杂的内分型结构形式，故在布置缘板与叶身叠加图时，对各数值进行分析、调整，以便尽量采用对称型设计。例如：调整上、下缘板的周向尺寸 u_1, u_3；调整偏转角 θ；条件许可时可调整叶身的顶部和根部叶型的相对位置等等，使 $\arctan[(u_1 - u_3)/(H_1 - H_2)] = \alpha_1 = \gamma/2 = \alpha_2$，即为对称型设计。此时两侧面交线在俯视图上的投影对中心的偏移量：

$$\Delta u = H_1 \tan(\gamma/2) - u_1 = H_2 \tan(\gamma/2) - u_3; \Delta a = \Delta u / \tan\theta$$

若对 u_1, u_3 能调整到 $\arctan(u_1/H_1) = \arctan(u_3/H_2) = \alpha_1 = \gamma/2 = \alpha_2$，则 $\Delta u = 0, \Delta a = 0$，即成对称型的典型设计。设计与制造皆较方便。

此外若调整 u_1, u_3 等值有难度，亦可在相同的 θ 角下，将上、下缘板的两侧面分别采用对称型设计。即过上缘板的 H_1, u_1 的定点和过下缘板的 H_2, u_3 的定点，对两侧分别取 $\alpha_1 = \gamma/2$

$= \alpha_2$，而成两个平行的对称型设计，此时上缘板交线对中心的偏移量：$\Delta u = H_1 \tan(\gamma/2) - u_1$，$\Delta a_1 = \Delta u_1 / \tan\theta$；下缘板交线对中心的偏移量：$\Delta u_2 = H_2 \tan(\gamma/2) - u_3$，$\Delta a_2 = \Delta u_2 / \tan\theta$。

分配角 $\alpha_1 = \gamma/2 = \alpha_2$ 确定后，可按 9.1.4 有关对称型的计算，可得真实两面角及其尺寸（图形略，参见图 9－19）。

通常由于导向叶片的缘板轴向长度较大，不宜采用忽略倾斜角（ω，ψ）的简化型设计。

9.3.2　多联导向叶片的设计

由于导向叶片的缘板间留有间隙，引起了气动损失。为此常将几个导向叶片，通过焊接或铸造组成一个组件，从而减少间隙数量，减少气动损失。按设计与制造需要，在组件设计前应先进行单个叶片的结构设计，以此为基础进行组件的设计。

组件的轴向、径向尺寸与单个叶片相同，而周向尺寸，即缘板的两侧面与单个叶片有所不同。本节主要叙述有关组件两侧面设计。

为叙述方便，本节在表达各角度时暂不按 9.1.4 中规定的 ± 号，按实际情况表达。

图 9－23 和图 9－24 为三联叶片两侧面结构示意图，并以此为示例加以说明。

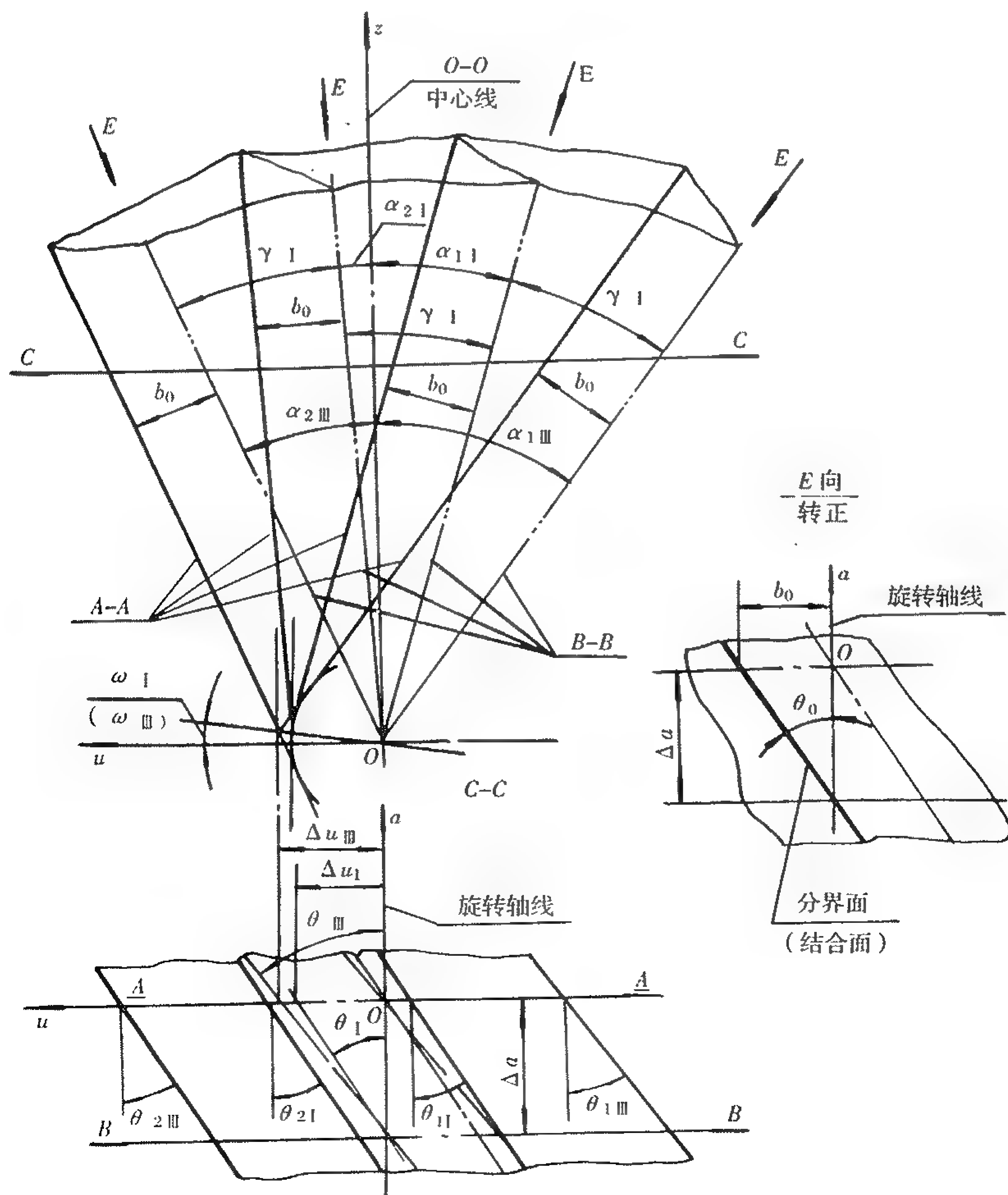


图 9－23　三联叶片两侧面结构示意图之一

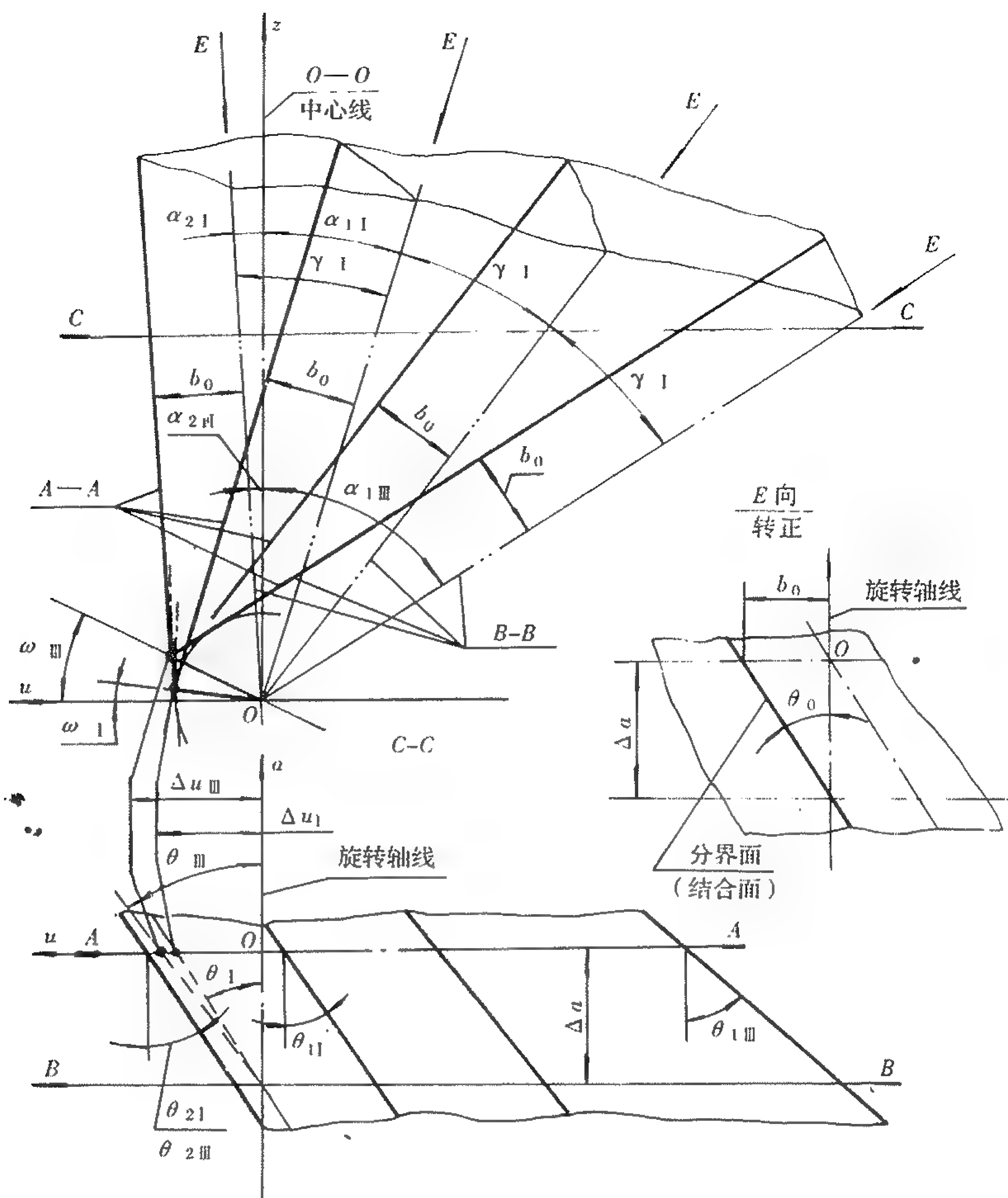


图 9-24　三联叶片两侧面结构示意图之二

9.3.2.1　**分界角(结合角)**θ_0

此角为相邻叶片缘板间的分界面(结合面)与旋转轴线之间的夹角(见图 9-23 和图 9-24 中的 E 向视图)。在设计过程中组件的分界角与单件的分界角相同,即此角为恒定值。

9.3.2.2　**中心角** γ

设组件中的叶片数为 n,其中心角 γ_n 为单件 γ_{I} 的 n 倍。例如:三联叶片 $\gamma_{\mathrm{III}}=3\gamma_{\mathrm{I}}$。

9.3.2.3　**分配角** α_1,α_2

组件中的分配角,通常是指选定其中一个叶片为基准而确定。即取基准叶片的分配角 $\alpha_{1\mathrm{I}}$,$\alpha_{2\mathrm{I}}$,各加上相应倍数的 γ_{I},为组件中的分配角 α_1,α_2。

例如:三联叶片中,单件的分配角 $\alpha_{1\mathrm{I}}$,$\alpha_{2\mathrm{I}}$,若选定中间叶片为基准叶片(图 9-23),则组件中分配角为 $\alpha_{1\mathrm{III}}=\alpha_{1\mathrm{I}}+\gamma_{\mathrm{I}}$,$\alpha_{2\mathrm{III}}=\alpha_{2\mathrm{I}}+\gamma_{\mathrm{I}}$。

若选边缘叶片为基准叶片(图 9-24),则 $\alpha_{2\mathrm{III}}=\alpha_{2\mathrm{I}}$,$\alpha_{1\mathrm{III}}=\alpha_{1\mathrm{I}}+2\gamma_{\mathrm{I}}$。

9.3.2.4　**倾斜角** ω

该角按组件中的 α_1,α_2 计算,$\omega=(\alpha_2-\alpha_1)/2$(该式是 $|\alpha_2|>|\alpha_1|$)。例如:三联叶片中以中间叶片为基准叶片(图 9-23),则组件的 ω_{III} 等于单件的 ω_{I}。

$$\omega_{\text{Ⅲ}} = \frac{\alpha_{2\text{Ⅲ}} - \alpha_{1\text{Ⅲ}}}{2} = \frac{\alpha_{2\text{Ⅰ}} - \alpha_{1\text{Ⅰ}}}{2} = \omega_{1}$$

若以边缘叶片为基准叶片，则组件中

$$\omega_{\text{Ⅲ}} = \frac{\alpha_{2\text{Ⅲ}} - \alpha_{1\text{Ⅲ}}}{2} = \frac{\alpha_{2\text{Ⅰ}} + 2\gamma_{\text{Ⅰ}} - \alpha_{1\text{Ⅰ}}}{2} = \omega_{\text{Ⅰ}} + \gamma_{\text{Ⅰ}}$$

9.3.2.5　偏转角 θ

组件中的交线偏转角 θ_n，可通过组件与单件的分界角为同一值推导而得

$$\tan\theta_{\text{Ⅰ}} \frac{\cos\frac{\gamma_{\text{Ⅰ}}}{2}}{\cos\omega_{\text{Ⅰ}}} = \tan\theta_0 = \tan\theta_n \frac{\cos\frac{\gamma_n}{2}}{\cos\omega_n}$$

即

$$\tan\theta_n = \tan\theta_1 \frac{\cos\frac{\gamma_{\text{Ⅰ}}}{2}\cos\omega_n}{\cos\omega_{\text{Ⅰ}}\cos\frac{\gamma_n}{2}}$$

例如：三联叶片中以中间叶片为基准（图 9－23），其 $\gamma_{\text{Ⅲ}} = 3\gamma_{\text{Ⅰ}}$，$\omega_{\text{Ⅲ}} = \omega_{\text{Ⅰ}}$，则三联叶片的偏转角 $\theta_{\text{Ⅲ}}$：

$$\theta_{\text{Ⅲ}} = \arctan\left(\tan\theta_{\text{Ⅰ}} \frac{\cos\frac{\gamma_{\text{Ⅰ}}}{2}}{\cos\frac{3\gamma_{\text{Ⅰ}}}{2}}\right)$$

若以边缘叶片为基准（图 9－24），则：

$$\theta_{\text{Ⅲ}} = \arctan\left(\tan\theta_{\text{Ⅰ}} \frac{\cos\frac{\gamma_{\text{Ⅰ}}}{2}\cos\omega_{\text{Ⅲ}}}{\cos\frac{3\gamma_{\text{Ⅰ}}}{2}\cos\omega_{\text{Ⅰ}}}\right)$$

9.3.2.6　两侧面的偏转角 θ_1，θ_2

组件中两侧面的偏转角 θ_{1n}，θ_{2n} 可根据分界角 θ_0 或偏转角 θ_n，与 α_{1n}，α_{2n} 等角推算出

$$\theta_{1n} = \arctan\left(\frac{\tan\theta_0}{\cos\alpha_{1n}}\right) = \arctan\left[\frac{\tan\theta_n\cos\frac{\gamma_n}{2}}{\cos\omega_n\cos\alpha_{1n}}\right]$$

$$\theta_{2n} = \arctan\left(\frac{\tan\theta_0}{\cos\alpha_{2n}}\right) = \arctan\left[\frac{\tan\theta_n\cos\frac{\gamma_n}{2}}{\cos\omega_n\cos\alpha_{2n}}\right]$$

在三联叶片中，以中间叶片为基准时（图 9－23）：

$$\theta_{1\text{Ⅲ}} = \arctan\left[\frac{\tan\theta_0}{\cos(\alpha_{1\text{Ⅰ}} + \gamma_{\text{Ⅰ}})}\right] = \arctan\left[\frac{\tan\theta_{\text{Ⅲ}}\cos\frac{3\gamma_{\text{Ⅰ}}}{2}}{\cos\omega_{\text{Ⅰ}}\cos(\alpha_{1\text{Ⅰ}} + \gamma_{\text{Ⅰ}})}\right]$$

$$\theta_{2\text{Ⅲ}} = \arctan\left[\frac{\tan\theta_0}{\cos(\alpha_{2\text{Ⅰ}} + \gamma_{\text{Ⅰ}})}\right] = \arctan\left[\frac{\tan\theta_{\text{Ⅲ}}\cos\frac{3\gamma_{\text{Ⅰ}}}{2}}{\cos\omega_{\text{Ⅰ}}\cos(\alpha_{2\text{Ⅰ}} + \gamma_{\text{Ⅰ}})}\right]$$

以边缘叶片为基准时（图 9－24）：

$$\theta_{2\text{Ⅲ}} = \theta_{2\text{Ⅰ}}$$

$$\theta_{1\text{Ⅲ}} = \arctan\left[\frac{\tan\theta_0}{\cos(\alpha_{1\text{Ⅰ}} + 2\gamma_{\text{Ⅰ}})}\right] = \arctan\left[\frac{\tan\theta_{\text{Ⅲ}}\cos\frac{3\gamma_{\text{Ⅰ}}}{2}}{\cos\omega_{\text{Ⅲ}}\cos(\alpha_{1\text{Ⅰ}} + \gamma_{\text{Ⅰ}})}\right]$$

9.3.2.7 **两侧面交线对中心偏移量 Δa，Δu**

组件中两侧面交线投影线对 $O-O$ 中心线的偏移量 Δa_n，Δu_n 随单件的 Δa_{I}，Δu_{I} 的存在而存在，但组件中 Δa_n 恒等于单件中的 Δa_{I}，所以 $\Delta u_n = \Delta a_{\mathrm{I}} / \tan\theta_n$。

在三联组件中(图9-23和图9-24)则按选取的基准叶片定出的 θ_{III}，计算 Δu_{III}。

9.3.2.8 **组件的两侧面角及相应尺寸**

由前几节已定出的各有关基本数据，代入9.1.4中有关部分(注意各值的±号)进行组件的两面角及相应各尺寸计算即可。

9.3.3 导向器排气面积的设计

导向器排气面积是指燃气流经导向器出口处的最小面积，它是由内通道至外通道间，叶栅出口处喉部宽度所形成的扭转曲面的面积。该面积是调试发动机性能的重要参数之一。

目前在装配时用测定导向器的冷态排气面积作为热态的当量排气面积值。

测定冷态的排气面积类型有多种，本文介绍目前常用的供机械式(或电气式)测量，在排气曲面上(或邻近)指定若干特征点(尺寸)，经简化折算的面积的一类设计方法。

确定某些特征点(尺寸)和折算方法有多种，现分述几种供设计参考选用。

9.3.3.1 **宽度尺寸的确定**

取叶栅喉部宽度作为当量排气面积的宽度。其确定方法有：

(1) 弧面展平法(图9-25)

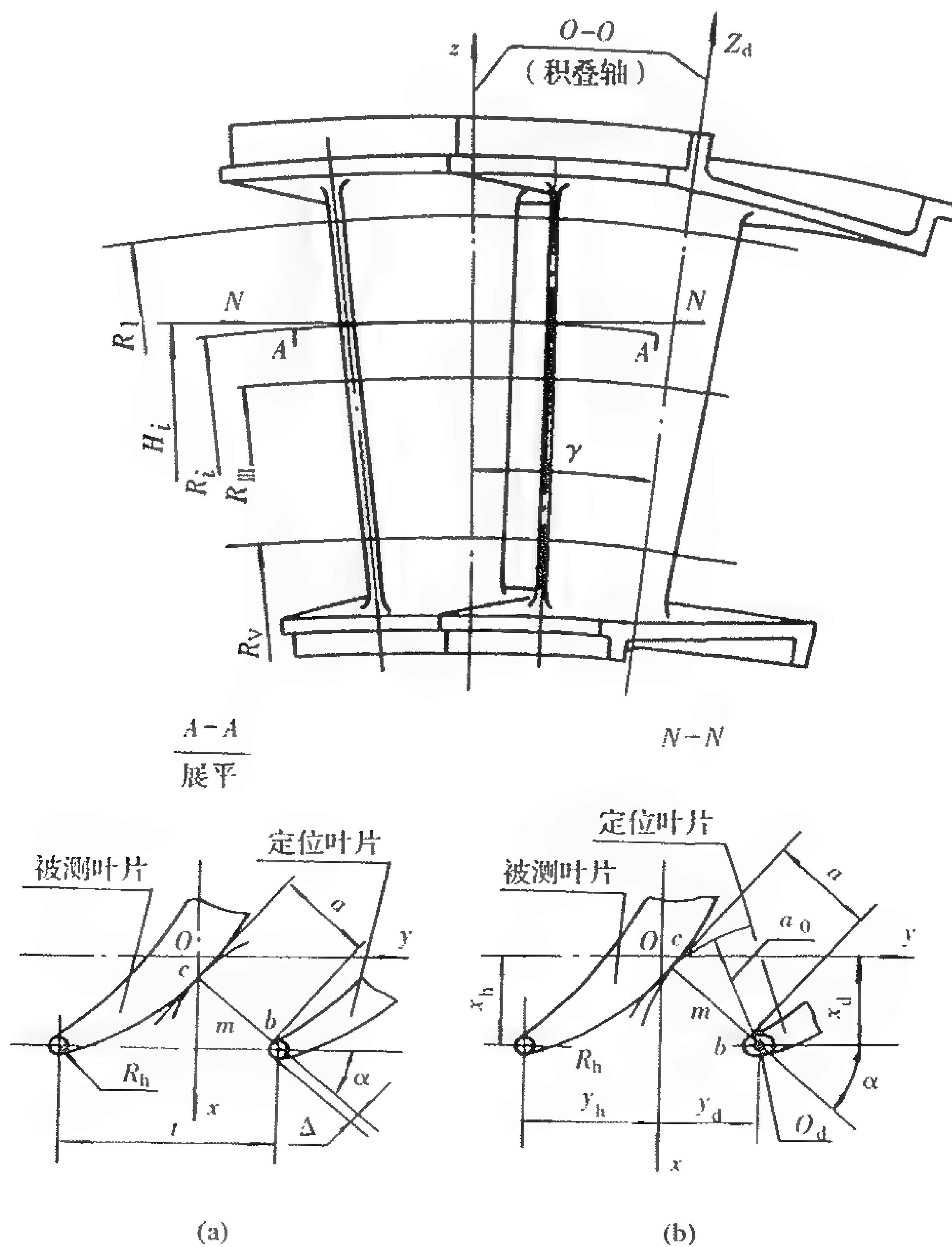


图9-25 确定喉部宽度示意图

设各叶片的某一叶型截面（$N-N$）至中心为 H_i，则在两个或多个 $R_i=H_i$ 的圆弧上取 $A-A$ 截面，在 $A-A$ 展平图（如图 9－25(a)所示）绘制两相邻的原始叶型（两相邻叶片的 $N-N$ 截面叶型），用绘制局部放大图或在计算机上求得定位叶片尾缘至被测叶片叶背的最短距离 a，作为折算面积的两个或多个的额定宽度。

在图纸或文件中应标注 R_i，a_i 和 Δ_i 值（Δ_i 值通常取尾缘圆弧半径 R_h，若 R_h 值太小，亦可另取，其 a 值应另定）。此外亦有标注出 α 角的，其意指可在 α 方向上测量 a 值。否则须用旋转式测具测量出最小的 a 值（用其他方法确定额定宽度时，此标注法亦适用）。

本确定宽度法的优点是方法简单，计算迅速，缺点是实施准确测量有困难，因本法所定的宽度 a 值系椭圆上的弧长，不易直接测量。当叶片数较多、弧长较短时，可用直线长度（弦线或切线）近似代替，故测具可采用各种近似的结构形式实施测量。目前一些老机种即用此法测定宽度 a 值，但其排气面积值（含公差）是用某特定结构形式的测具测得之数值，再经发动机试车调试合格后，确定其修正值，若更换另一种结构形式的测具，其面积值应另行修正。

(2) 斜截设计法

为弥补弧面展平法的缺陷，采用在某斜截平面上测量喉宽的直线长度值（如图 9－26 中的 $B-B$ 截面）。具体做法是，先按弧面展平法，初步定出喉部切点的位置，其图形与图 9－25 中(a)类似，其栅距 t 按弦长计算。而后求出 $\overline{bc}$ 线与水平轴间的夹角 β，并过 $\overline{bc}$ 线取 $B-B$ 截面。在 $B-B$ 截面上定出被测出叶片的斜截叶型及最终切点 c 和喉宽 a 值。

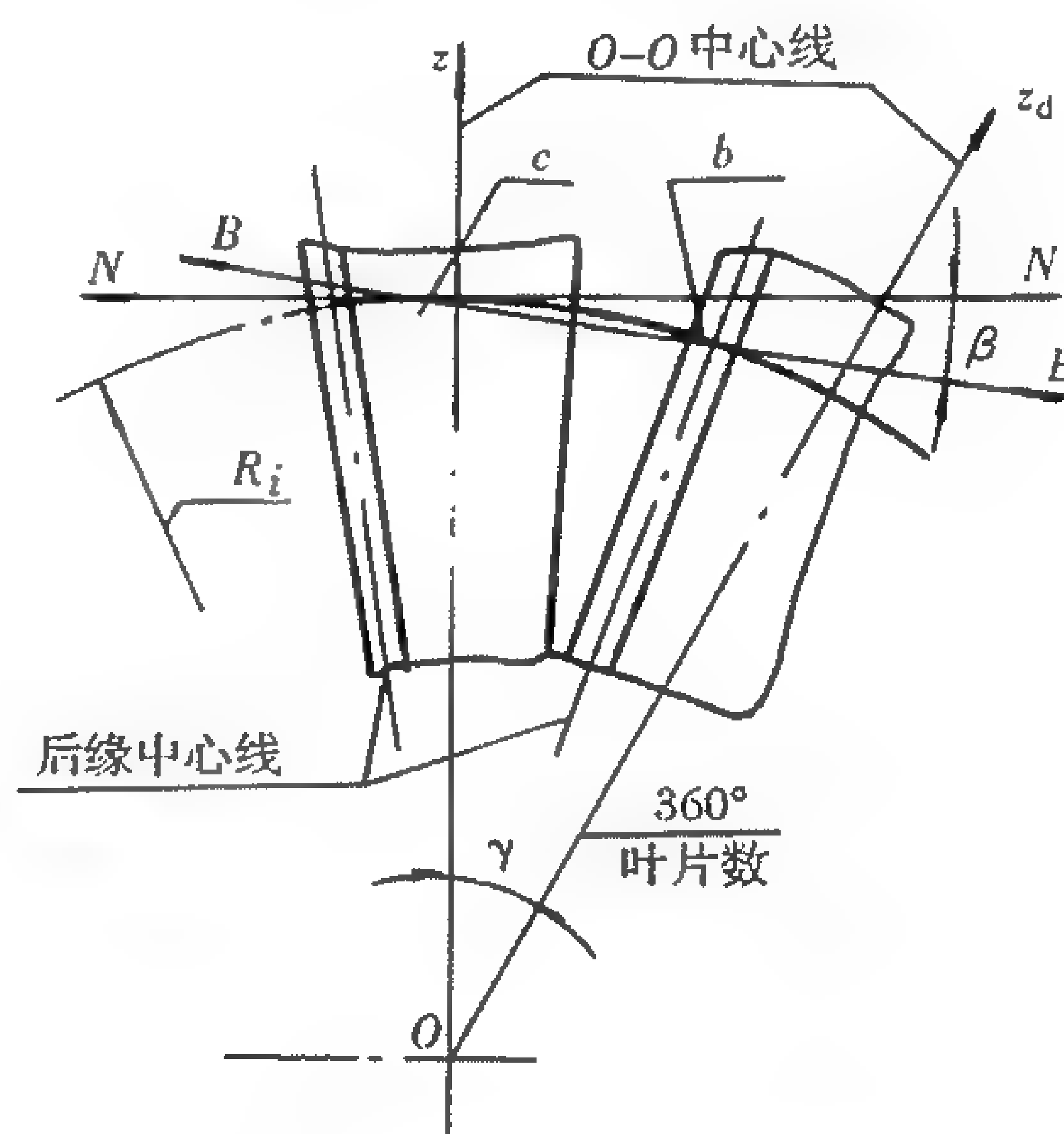


图 9－26　斜截法定喉部宽度图

该方法明确了在某截面内的直线宽度 a，不存在近似测量弧长的问题。其最终确定的 C 点，虽不一定是真实喉部点，但在其附近，可起到当量的目的。缺点是定出斜截的叶型较麻烦，且多个斜截面的 β 角又不等，增加了测具设计制造的难度。若多个截面共用一个 β 值，则所定的 C 点，可能偏离喉部切点较远，难以起到当量尺寸的作用。

(3) 正截面设计法

本法是取与图纸上标注叶型的平面相平行的平面，正截被测叶片（图 9－25 中的 $N-N$ 截面），并在该截面上定出喉宽等参数（见图 9－25 中(b)图）。

具体做法是被测叶片的叶型，通常取已知的顶、中、根的叶型，或按叶高叶型叠加规律，插值求得。其定位叶片的叶型则不必求出，只须定出其尾缘圆心连线，在被测叶片坐标系中，与高度为 H_i 的 $N-N$ 截面上交点 O_d 的位置值（x_d，y_d），和定位叶片坐标系中 O_d 处的半径 R_d。当 O_d 确定后，用放大图或在计算机求出 c 点和 a_0 值。定宽度 $a=a_0-\overline{O_db}$。式中可用 R_d 代替，因该处理论上虽是椭圆，由于通常尾缘圆弧半径较小，及尾缘圆心连线的斜率小，故用 R_d 代替 $\overline{O_db}$，其误差相对于 a_0 值很小，可忽略不计。否则应求出椭圆上的 $\overline{O_db}$ 值。

该方法在求定位叶片尾缘圆心时增加了工作量，但克服了上述两法测量弧长和求斜叶型的缺陷。

9.3.3.2 高度尺寸的确定

排气面积的高度是排气曲面与上、下通道面的交线间距离的统称。在两交线间取1～2条空间直线，作为当量面积高度的特征尺寸。其取法有：

（1）在交线上选取法

如图9－27所示，用前节确定宽度的方法，定出不少于3个截面的 c_i，b_i 点，各点连成曲线，分别交上、下通道面于 C_g，C_e 和 b_g，b_e 点，过 b_g，c_g 两点及 b_e，c_e 两点分别作垂直于水平面的截面（在图9－27的俯视图作截面，未示出），可得两曲线。b_gc_g 和 b_ec_e。它作为排气面积的上、下边界线。在边界线上取适当的点（如图9－27中的 G 点和 D 点），$\overline{GD}$ 连成直线作为高度的特征尺寸。本法高度特征点，虽在排气曲面上，但求法复杂费事。

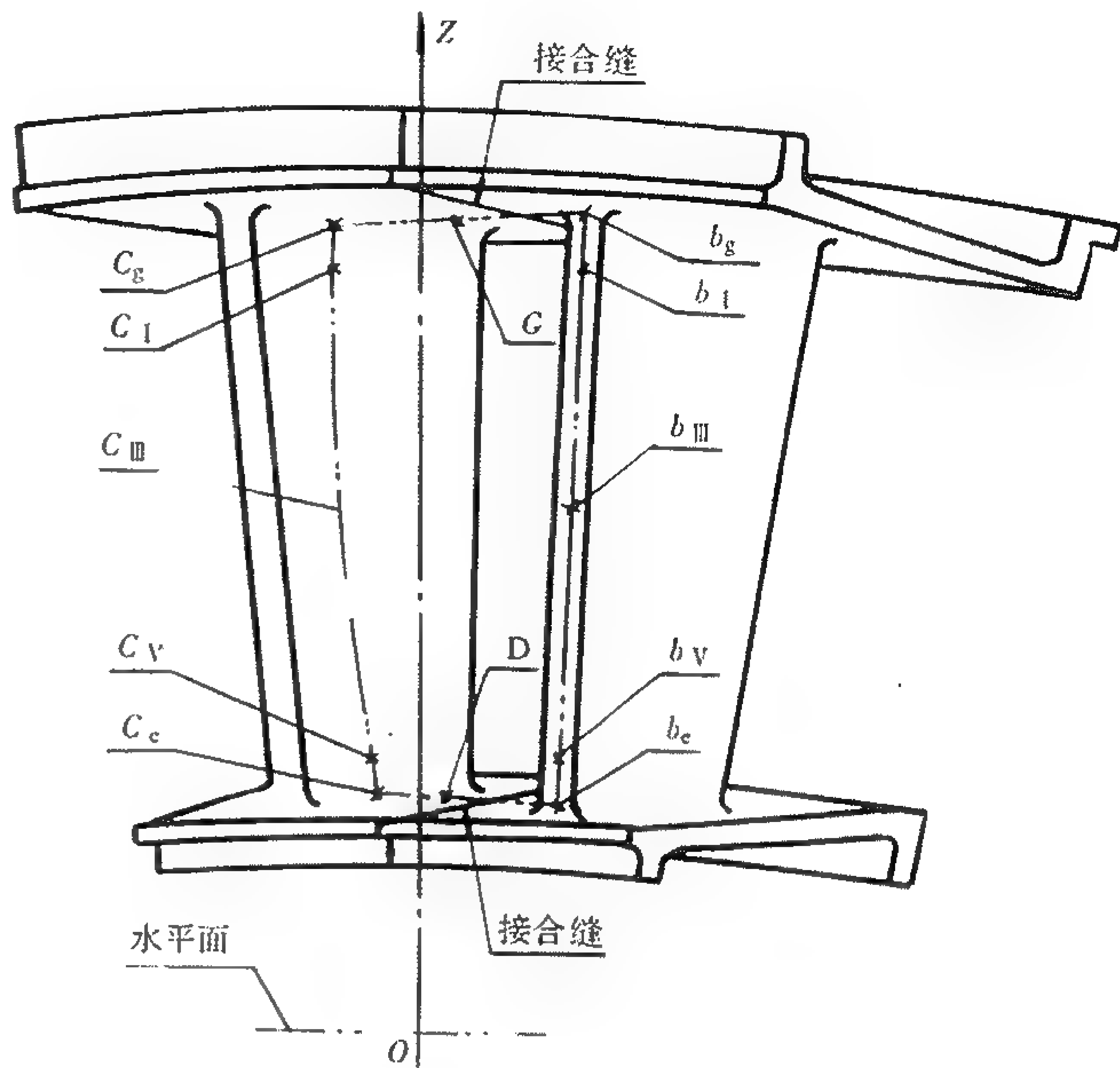


图9－27 排气面积高度示意图之一

（2）喉道中点法

本法是在前节定宽度尺寸的基础上，定出顶、根两截面的宽度 $\overline{bc}$ 线的中点 $m(x,y,z)$，将顶、根两中点 $m_Ⅰ$，$m_Ⅴ$ 连成直线交内、外通道面于 D 点和 G 点（见图9－28）。以 G、D 间的距离作为高度的特征尺寸。

本法是求直线与通道曲面的交点，比上法求曲线与通道曲面的交点要方便些，虽本法所取的高度特征点不在排气曲面上，但在其附近，仍可作为当量值。

在上述两种方法定高度特征点时，所定的一个或多个特征点 G，D 都须离接合缝和叶身与缘板转接圆弧的距离不小于1.5mm。

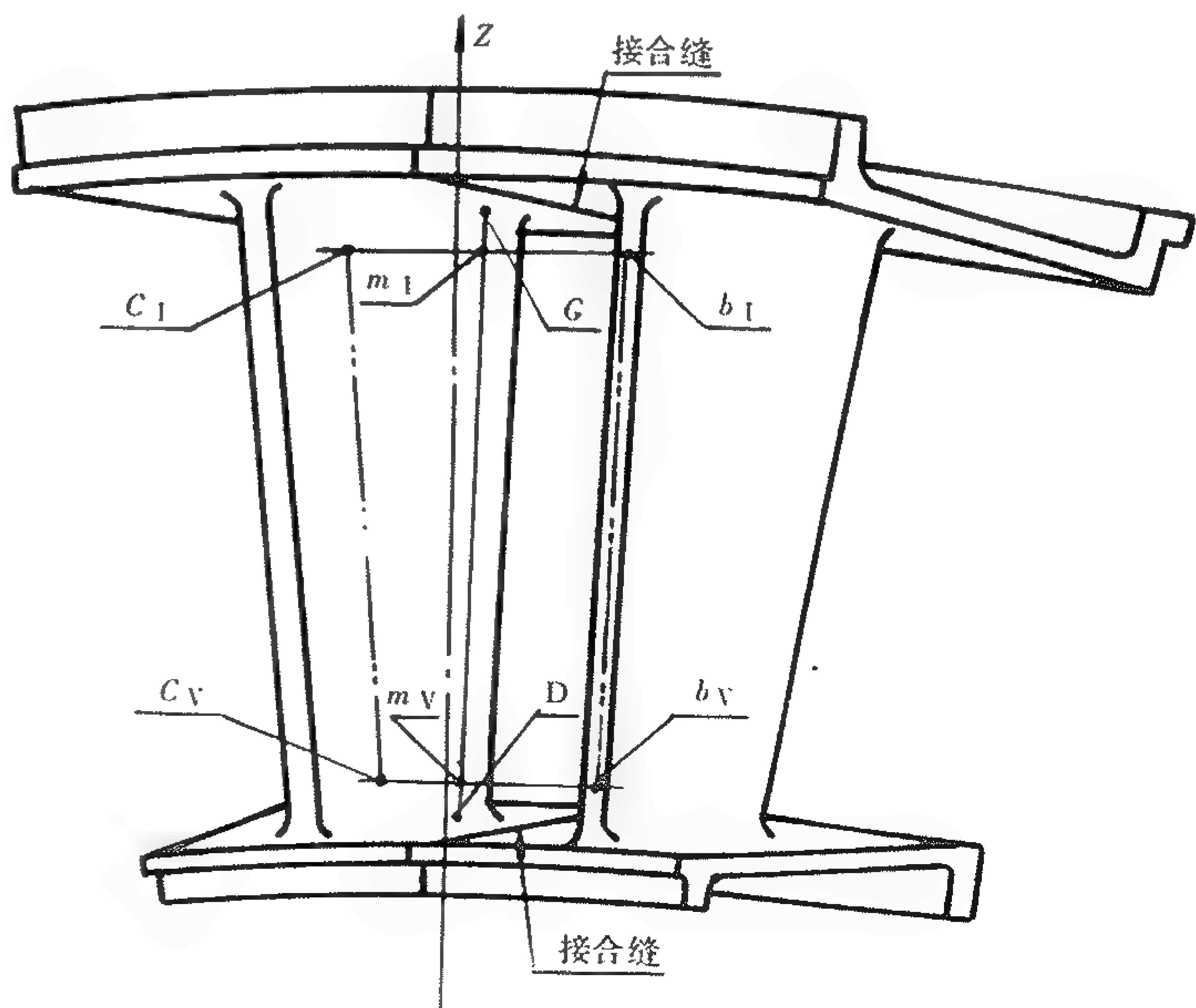


图9－28 排气面积高度示意图之二

9.3.3.3 排气面积的折算

在前节定宽度和高度时，按需选取1个或多个特征尺寸。通常宽度尺寸取顶、根两截面的喉部宽度和一个中点的高度特征尺寸，但对某些特殊叶片，例如：大叶片，沿叶高叶型变化大，或大展弦比等叶片，有时宽度

取 3 个或多个值，高度有时取两个值。

在折算面积过程中，虽然各宽度和高度尺寸的位置不在同一平面内，但为方便仍视为在同一平面内，进行简化折算。

(1) 各值的平均值

通常按算术平均值处理。设单个叶栅的窗中有 n 个额定宽度值 a_i 和 m 个额定高度值 H_i，则其平均值 $a_0 = \frac{\Sigma a_i}{n}$，$H_0 = \frac{\Sigma H_i}{m}$。

设测得成品的每个宽度和每个高度的偏差分别为 $\pm \Delta a_i$ 和 $\pm \Delta H_i$，则各偏差的总平均值为

$$\Delta a = \frac{\Sigma \Delta a_i}{nN}, \Delta H = \frac{\Sigma \Delta H_i}{mN}$$

式中：N——叶片总数。

此外对叶型沿叶高变化较大的叶片，取 3 个额定宽度值时亦可假设各值沿叶高成抛物线型，其单个窗口的额定宽度平均值为：

$$a_0 = \frac{a_{\text{I}} + 4a_{\text{III}} + a_{\text{V}}}{6}$$

式中，a_{I}、a_{III}、a_{V} 为高度等距的 3 个额定宽度值。其成品的宽度总偏差平均值为：

$$\Delta a = \frac{\Sigma \Delta a_{\text{I}} + 4\Sigma \Delta a_{\text{III}} + \Sigma \Delta a_{\text{V}}}{6N}$$

(2) 额定排气面积 F_0

将各额定的平均宽度和高度值代入下式得额定排气面积 F_0：

$$F_0 = a_0 H_0 N$$

(3) 成品的排气面积 F

将各额定值及成品偏差平均值，代入下式得成品的排气面积值：

$$F = F_0 + (\Delta a H_0 + \Delta H a_0) N$$

(本式忽略了 $\Delta a \Delta H$ 的二次偏差值)

(4) 相对排气面积偏差值 $\Delta F\%$

实际成品排气面积与额定排气面积的差值除以额定排气面积称相对排气面积偏差，即

$$\Delta F\% = \frac{F - F_0}{F_0} \times 100\% = \frac{(\Delta a H_0 + \Delta H a_0) N}{F_0} \times 100\%$$

在图纸或文件中，除应给出各特征点、尺寸外，尚应给出额定面积 F_0 和允许的相对面积公差值 $\pm \Delta F\%$。通常公差 $\pm \Delta F\%$ 取 0.5% ～1%（高压、低压第 1 级导向器常取小值）。

此外为减少发动机振源，把导向器沿圆周分若干区，规定各区间的面积（或相对面积）的差值的设计。

第10章 涡轮转子结构设计

10.1 转子的基本结构形式

转子可分为三种基本结构形式:鼓式、盘式和混合式。根据不同发动机、不同的工作条件,考虑使转子质量轻、结构简单,维修方便,同时又满足强度、寿命、可靠性等各项要求,选择不同的结构形式。

鼓式转子结构简单,零件数目少,质量轻、加工方便,并且有较高的抗弯刚性,但由于其强度较低,所以应用较少,尤其在涡轮转子上,应用受到限制。

10.1.1 盘式转子

盘式转子由一个或一组轮盘与中心轴组成。扭矩通过盘轴传递。

与鼓式转子相比,盘式转子强度好,主要缺点是抗弯刚性较差,并容易产生振动。由于其强度好,可以满足涡轮高强度要求,所以在涡轮转子上得到很多应用。

图10-1为WP7发动机的低压涡轮转子,盘轴间采用圆柱面定心、紧度配合、径向销钉连接,剪切传力。销钉与盘轴的孔间采用紧度配合。

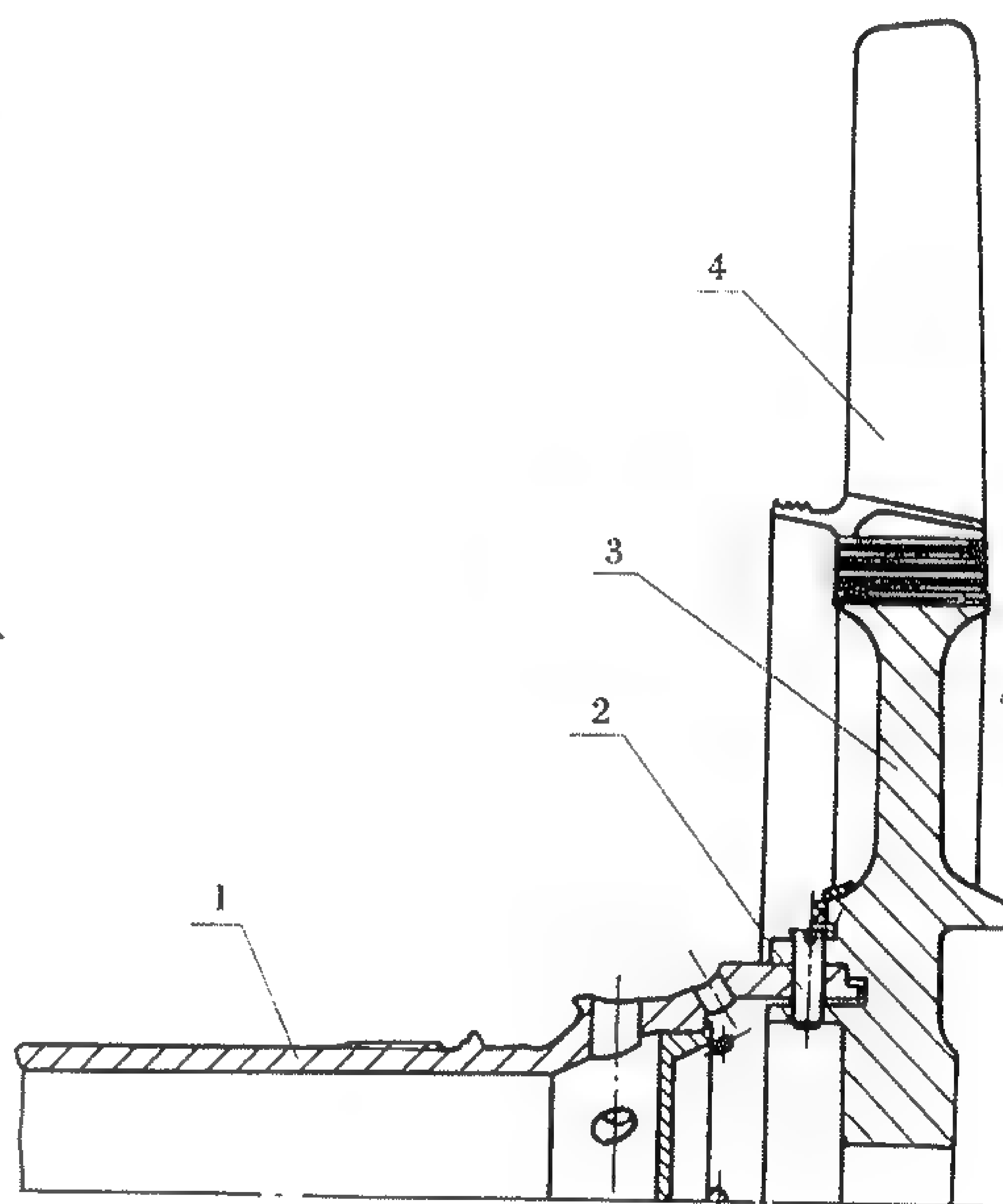


图10-1 WP7发动机低压涡轮转子

1—低压涡轮轴;2—销子;3—低压涡轮盘;4—低压涡轮叶片

10.1.2 混合式转子

混合式转子由盘,鼓筒和轴组成。鼓筒与轮盘可做成一体或者单独的。扭矩由轴、盘或轴、鼓、盘逐级传递。混合式转子兼有鼓式转子抗弯刚性好及盘式转子强度好的优点,所以在现代发动机中得到广泛应用。其结构方案也是多种多样的。

图10-2为PW4000发动机的低压涡轮转子,该转子共4级,其中的第2级盘的前后焊接有鼓筒,第4级盘前焊接有鼓筒,为提高强度,焊接部位均相应加厚。4级盘之间采用两处短螺栓连接,第3级盘辐板处设计有轴颈,通过该轴颈与低压涡轮轴之间用短螺栓连接。该转子是一较典型的盘鼓混合式转子结构。现代大型民用涡扇发动机的低压涡轮转子,均采用此类型的结构,如PW2000,CFM56,JT9D,V2500等。

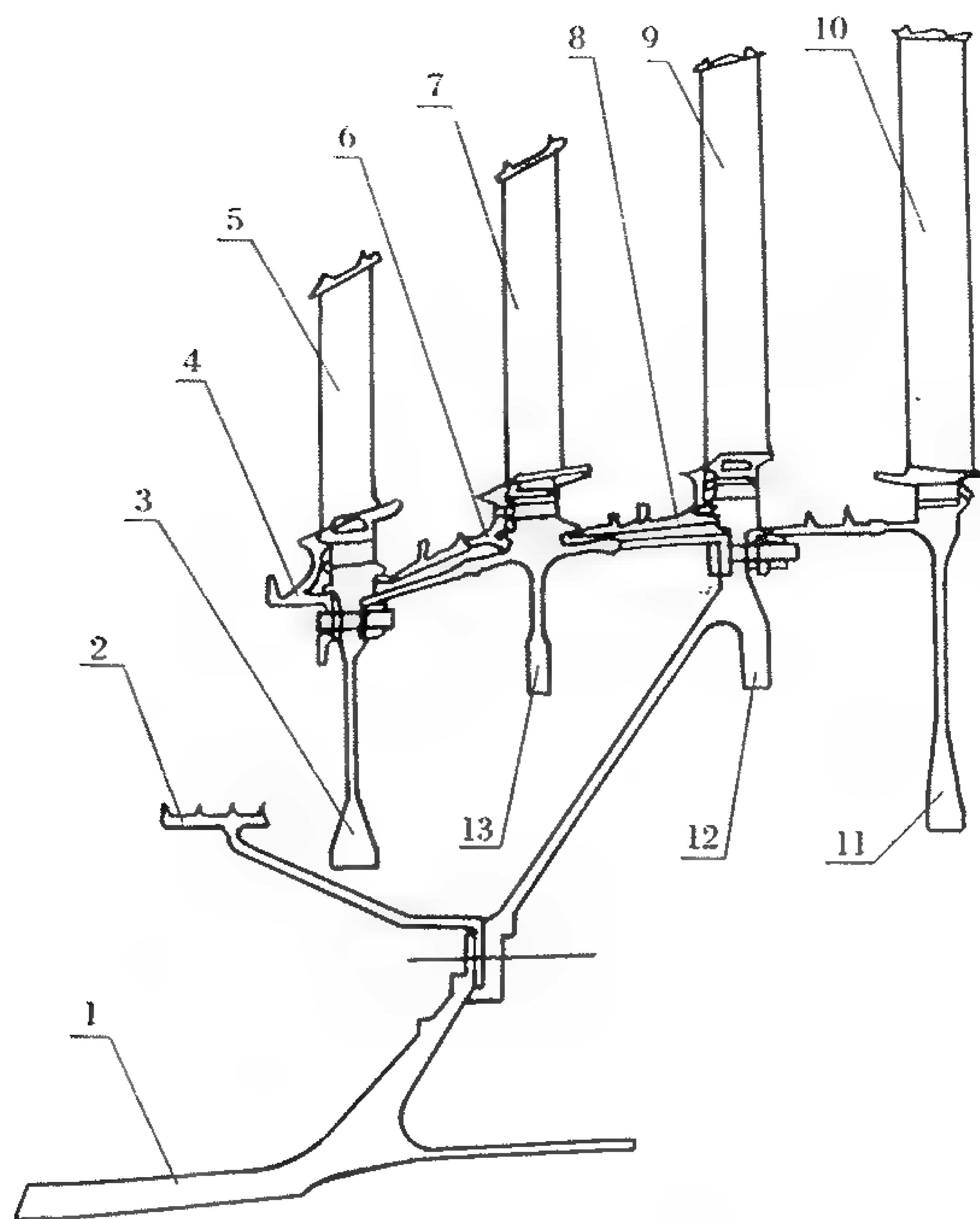


图 10-2　WP4000 低压涡轮转子

1—涡轮轴；2—篦齿环；3—第 1 级涡轮盘；4—盘前封严环；5—第 1 级涡轮叶片；6—级间封严环；7—第 2 级涡轮叶片；8—级间封严环；9—第 3 级涡轮叶片；10—第 4 级涡轮叶片；11—第 4 级涡轮盘；12—第 3 级涡轮盘；13—第 2 级涡轮盘

10.2　盘的设计

10.2.1 设计依据

涡轮盘的设计依据可从下列几个方面进行考虑：

(1) 工作条件

高温，高转速，高负荷。

高温：随着现代发动机技术的不断提高，涡轮前温度也不断提高，造成涡轮部件的温度也随之提高。现代涡轮发动机高压 1 级涡轮盘缘的温度已达 600℃ 以上，所以在设计涡轮盘时，温度是必须考虑的因素。一是选材，所选材料必须在这样高温下性能保持稳定，并能长期工作。另一方面还要考虑盘的冷却，在设计盘与叶片的连接部位时，应尽量减少叶片向盘传热。常用的措施有叶片设计成带伸根的结构形式；在叶片榫头底部和盘上榫槽底部之间设计有间隙，在该间隙通冷却空气等。盘体的周围一般也要有冷却空气包围。

高转速：高转速是航空发动机涡轮盘设计时必须考虑的因素。高转速必然带来高离心应力。设计时必须考虑盘所承受的应力情况，合理设计盘的型面及盘的安装、定位等。高转速情况下，盘即使有很小的质量不均匀都会引起很大的振动，所以盘体的形状必须是回转体。盘上如果有开孔、铣花边或有凸台等，必须沿圆周均布。

高负荷：高温、高转速必然带来高负荷。它包括两个方面，一是温度负荷，这主要是盘上温

度场分布不均引起的。盘缘部分由于距流道较近，温度较高；而盘心部分由于内流系统的冷却作用，温度相对较低，两者相差可达几百摄氏度。另一方面是离心负荷，这包括盘自身质量产生的离心负荷和叶片及盘上所带的各种挡板、封严环以及螺钉、螺母等产生的离心负荷。这一部分当中叶片产生的离心负荷是最大的，也是须重点考虑的。

此外，还须考虑机动飞行时产生的载荷作用。

(2) 几何约束

流道、内孔、盘心处宽度，连接处及连接方式选择，工艺条件的限制。

流道的限制：流道尺寸须由涡轮的性能计算给定，涡轮的结构设计应尽量去满足这些要求。流道尺寸确定后，涡轮盘设计的最大外径和盘缘宽度范围也就基本确定。根据叶片与盘的连接方式，是否有伸根段等，盘的最大外径会有些变化。

中心孔的限制：从强度角度讲，盘上无中心孔是最好的，但由于须要布置支点，组织用于冷却涡轮部件的内流系统流动，及双轴等各种原因，涡轮盘不可能设计成无中心孔的盘。所以涡轮盘的设计，其中心孔可以在结构、传动和冷却允许的条件下尽量取较小的值。

盘心处宽度的限制：由于高转速、高负荷，为满足强度、寿命等要求，涡轮盘盘心处均设计得较宽，尤其是高压涡轮盘更为突出，而且随着发动机性能，可靠性等方面要求的提高，盘心处也变得越来越宽。CFM56发动机高压涡轮盘由CFM56－2型变到CFM56－3型时，盘心宽度由102.6mm增加到109mm。但盘心宽度的不断增加也受到了周围环境及其他零部件的限制。CFM56－5型为了增加高压涡轮盘心处的宽度，不得不将涡轮盘前的篦齿盘做成大斜角形，见图10－3和图10－4。

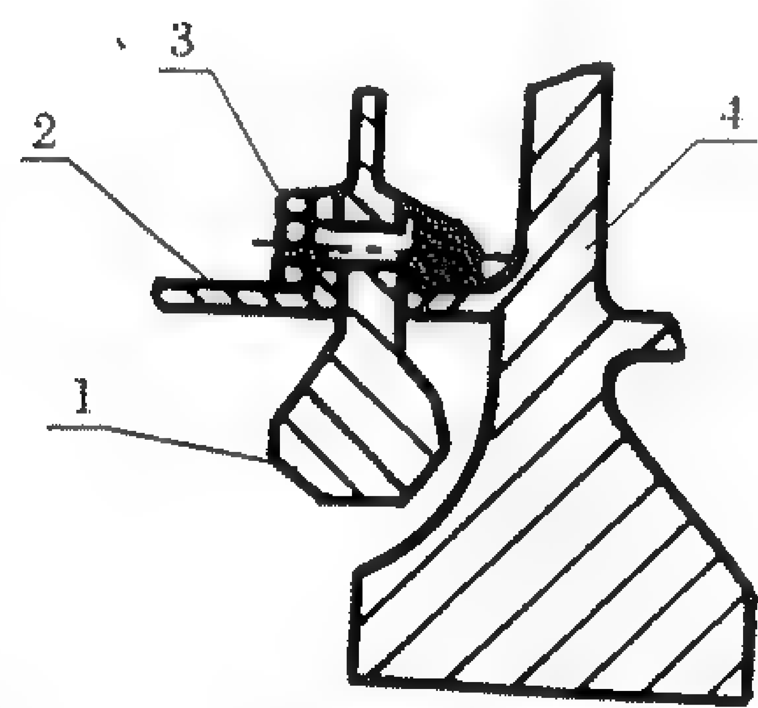


图10－3　CFM56－3高压涡轮转子

1—封严篦齿盘；2—鼓筒；3—螺栓；4—涡轮盘

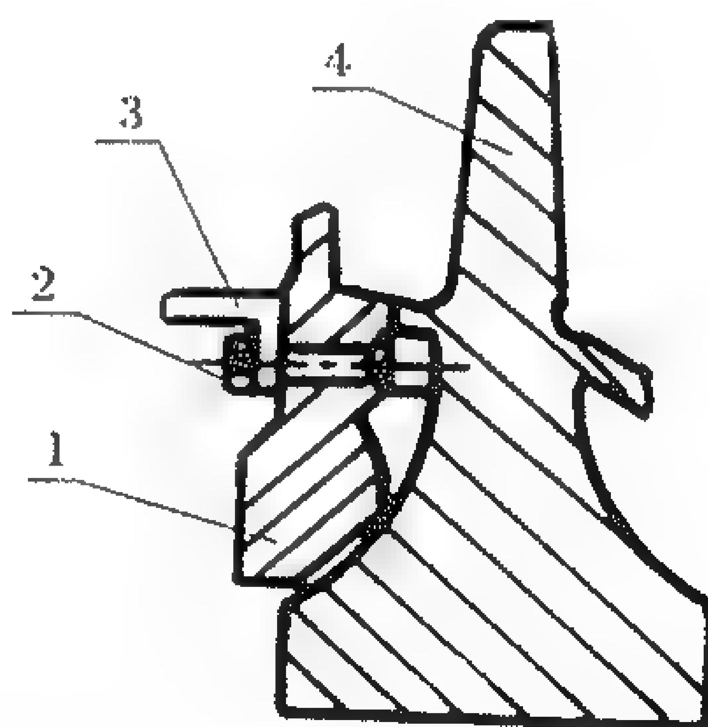


图10－4　CFM56－5高压涡轮转子

1—封严篦齿盘；2—螺钉；3—鼓筒；4—涡轮盘

低压转子与高压转子相比，转速和负荷相对低一些，盘心处的宽度也相对较小，受到的限制条件也少一些，问题不是太突出，但在设计多级低压涡轮时，各级盘之间在选择连接方式时，可能也会出现矛盾。总之，盘心处的宽度不仅仅是盘本身的问题，当其值大到影响其他零部件的最优形状时，须综合考虑，取得折中的最优方案。

(3) 强度约束、寿命和可靠性要求

强度约束就是要满足强度设计准则的各项要求。它包括最大径向应力、平均周向应力、内孔处的周向应力、辐板处的周向应力等各项应力水平不超过规定值，以及满足总的安全储备等。具体要求可参考有关的强度设计准则。

现代发动机的设计不仅对静强度设计提出了要求，更重要的是要进行疲劳、蠕变等设计，从而最终满足总的寿命和可靠性要求。满足了寿命和可靠性等要求，静强度也是基本可以满

足的或者说是可以接受的。结构设计应与强度设计同时进行，互相协调，最终才能设计出好的涡轮盘。

10.2.2 典型涡轮盘结构形式

涡轮盘由盘体和其上的安装边和凸台或鼓构成。盘体又可分为盘缘，辐板和盘毂三部分。在周围环境结构条件允许的情况下，应尽量将盘体设计成对称结构，使应力分布均匀、合理。

轮缘上设计有榫槽，用于叶片的连接。涡轮盘的榫槽常采用枞树形榫槽结构。不同的发动机榫槽的齿数有所不同，常用的齿数在 2～6 对之间。

辐板部分的纵剖面，简单看基本上是梯形。但其母线并不一定是简单的直线，根据强度不同要求可设计成不同的形式。常用的有直线、圆弧线、二次曲线等。CFM56 发动机的高压涡轮盘辐板母线即是由多段圆弧曲线构成的。

盘毂部分的纵剖面常为矩形，与辐板之间用圆弧曲线过渡。矩形的宽度和高度应在满足强度和寿命要求的前提下取最小，以减轻质量。

为了与其他盘或轴相连接，盘体上还需要设计有安装边，安装边最好安排在辐板上，这样对盘体的强度影响最小，又可形成盘毂混合式转子。根据不同的连接和安装方式，安装边的形式也是千变万化的，这也是在设计涡轮盘时变化最多的部分，也体现了不同设计人员的不同设计风格。

下面介绍几种典型涡轮盘结构。

图 10－5 为 CFM56 发动机高压涡轮盘，其转速达 14000r/min 以上。该盘盘缘采用两对榫槽的结构，用于连接叶片，榫槽是轴向的，榫槽中心在盘的径向线上。在其辐板下部的前后分别带有安装边，前安装边用于与高压涡轮鼓筒轴及篦齿盘相连；后安装边与高压涡轮后轴颈相连。该盘体的形状经过了优化，应力分布合理。整个盘上的所有转接均采用较大的 R 圆角，包括榫槽。（由于只有两对齿数，也可以采用较大的圆角）减少应力集中。盘表面还进行了喷丸强化。该盘是长寿命，高可靠性的涡轮盘。

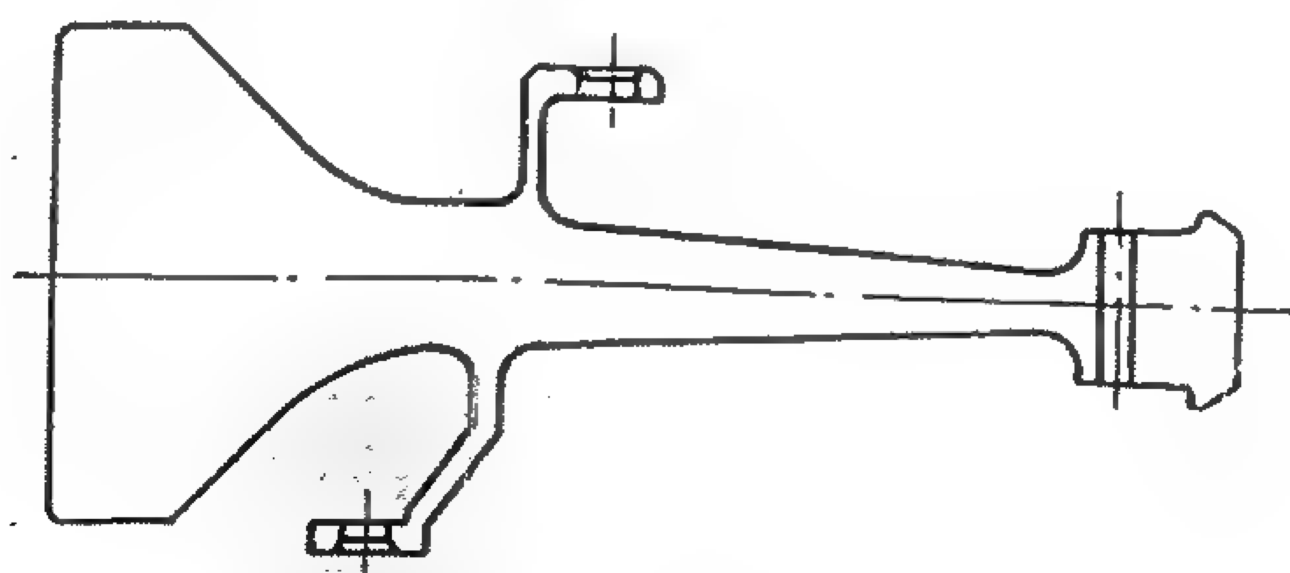


图 10－5　CFM56 高压涡轮盘

图 10－6 为某型涡轮喷气发动机高压涡轮盘。该盘盘缘采用 3 对齿数的榫槽结构，用于连接叶片。盘的辐板上开有 8 个直径 14mm 的均布大孔，用于输送冷却空气。盘心的前部采用"钳形"安装边结构，用 20 个直径 10mm 的径向销钉连接。该盘由于空间结构限制，盘体部分不完全对称，应力分布不如上述涡轮盘合理。盘的辐板部分在较大直径处还设计有篦齿封严环，与盘是一体的。这种设计方法维修性也不好，因为篦齿的损坏会造成整个盘的报废。此外盘身上开孔对盘的寿命也是不利的。但该盘结构形式比较简单、质量轻。由于该型号发动机属军用发动机，不要求太高的寿命，可以满足使用要求。

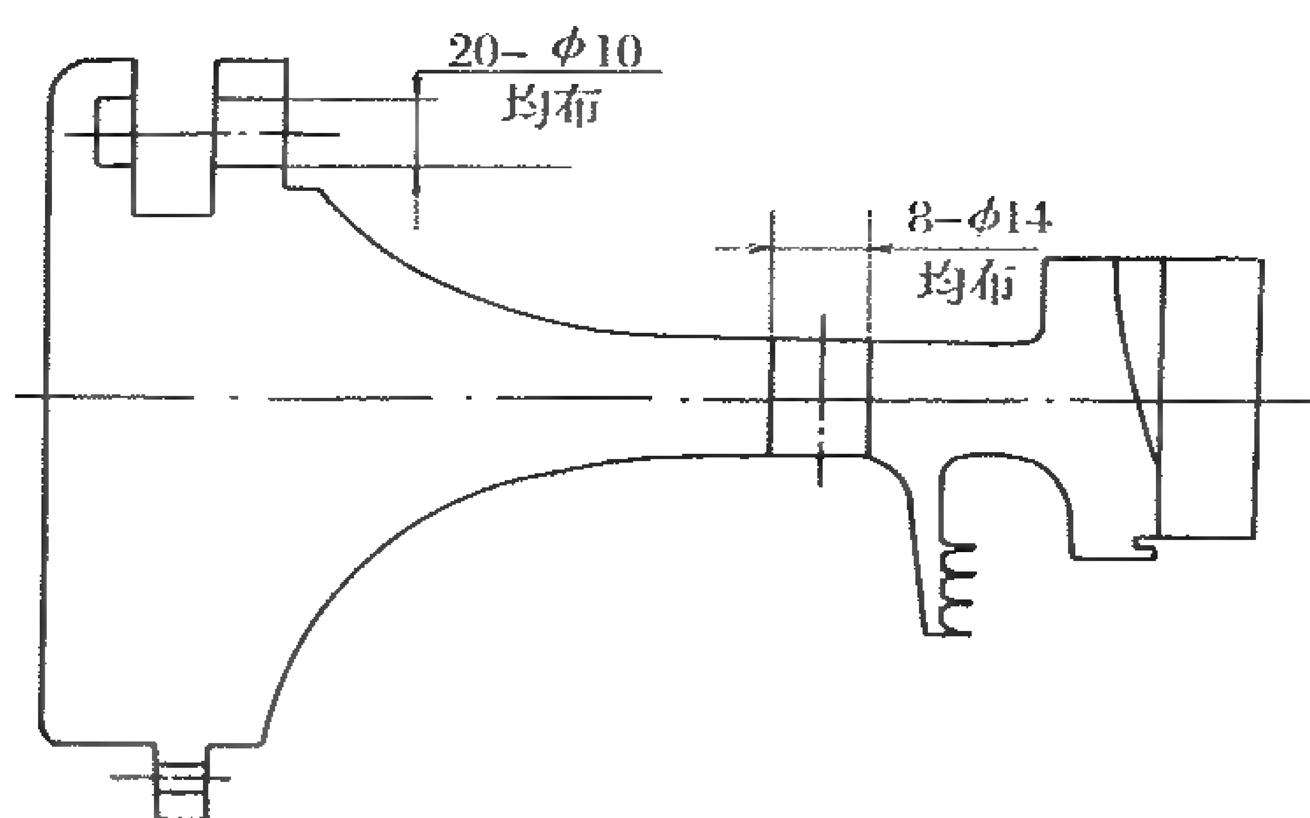


图 10－6　某型发动机高压涡轮盘

10.2.3 盘的优化设计

(1) 设计变量的选取

通常，盘上的安装边位置是根据结构需要而确定的，对其进行优化并无多大意义。况且盘的主要质量集中在盘体，所以如果能将盘体优化好，再根据需要，将安装边设计到盘体上，就可以近似认为这是一个优化的涡轮盘。轮盘上的轮缘部分一般都是根据叶片榫头及通道情况而定的，可不作为设计变量。中心孔的内径一般在结构传动和冷却气路允许的条件下取较小值。因此优化的重点是辐板和盘毂部分，设计变量是这一部分的尺寸变量。根据不同的优化程序，不同的辐板母线形式，设计变量的数目不同。总的原则应是设计变量值通过优化确定后，再经细节部分的转接圆角等内容的设计，确定轮盘的形状。图 10－7 给出的是一种对称的，辐板部分的母线为直线，辐板与盘缘及盘毂之间采用大圆弧过渡的涡轮盘优化时，设计变量的选取情况，共有 6 个设计变量 $X(1)\sim X(6)$。

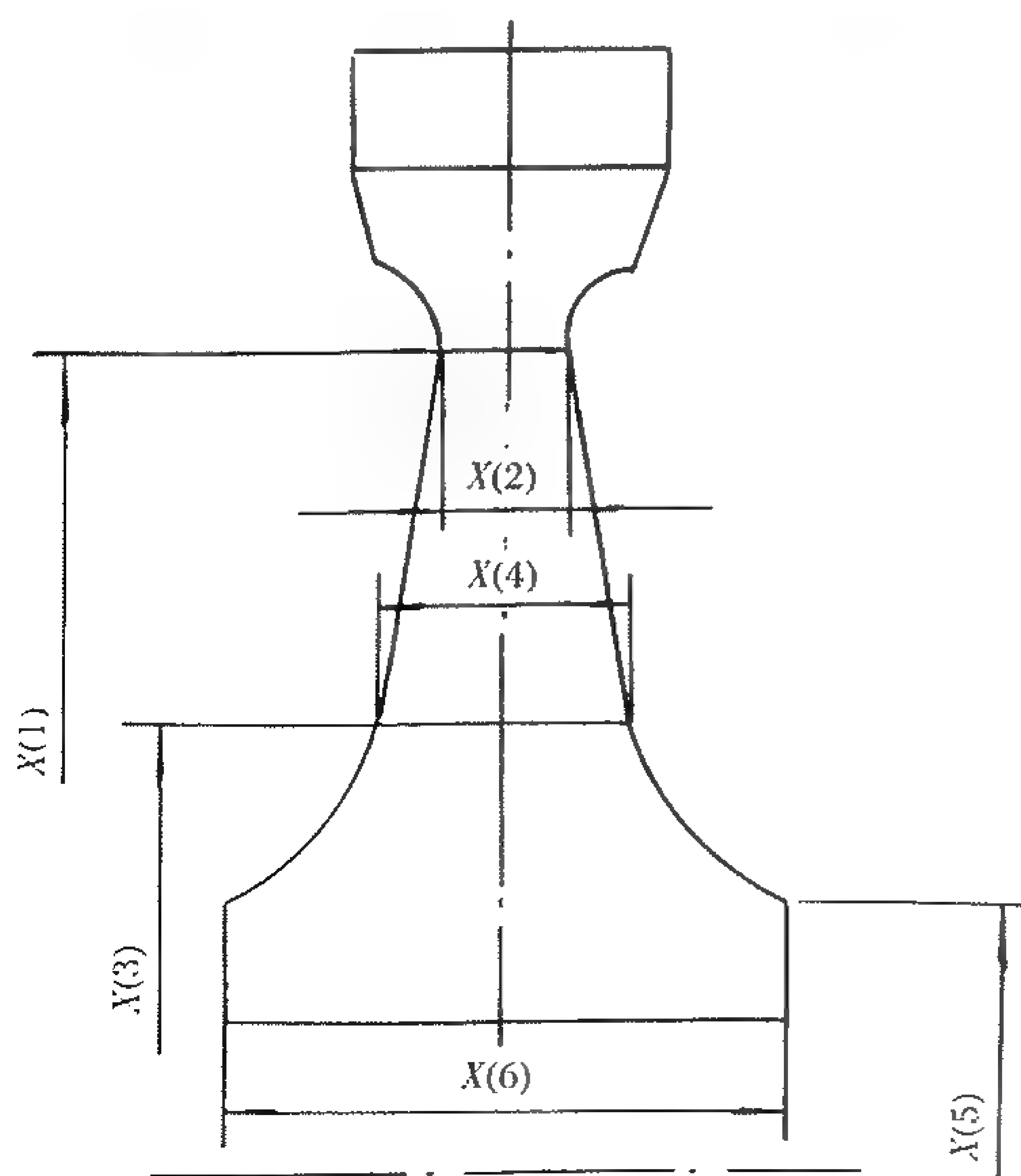


图 10－7　轮盘优化的设计变量实例

(2) 约束条件的确定

约束条件可分为尺寸约束和性能约束。性能约束与优化程序的强度计算水平直接相关。采用二次积分法计算盘的强度时，应限定最大周向应力、最大径向应力、平均周向应力、内孔处的周向应力、辐板处的周向应力、总的安全储备和最大变形等。当采用有限元法计算盘的强度时，在上述约束的基础上还可再增加局部应力和变形约束。这样，盘将被设计得更精细。采用的强度设计准则，应力标准不同，产生的约束条件也不同。在计算水平允许的情况下，各项设计要求均可作为性能约束，但约束给得太多有时也会造成计算进行不下去，设计人员应根据重要程度取舍。

由于零件寿命通过计算方法还不能

达到十分准确，若要详细计算寿命，则须采用考虑弹塑性的有限元分析方法，这样计算量将成倍增加，所以盘优化时，一般不直接将寿命作为约束条件，寿命计算可做为最终校核的辅助。即使选取寿命做为约束条件，也应避免使其成为有效约束。

（3）目标函数

目标函数是优化计算的最终目的。理论上性能约束的任何一项内容均可作为目标函数，但对于航空发动机的涡轮盘来说，优化的最终目的就是要在满足上述各项约束要求的前提下，使其质量最小。盘优化的目标函数就是质量最小。

10.2.4 材料与工艺要求

（1）材料

主要要求是在高温下有高的持久强度、蠕变和疲劳强度并具有高的热稳定性。涡轮盘常用的材料是变形高温合金钢，主要有：GH4033，GH4036，GH132，GH4169 等，目前应用较先进的还有热等静压粉末冶金盘，如 FGH95 等。

（2）工艺要求

为保证材料的性能达到其最好状态，提高可靠性，在设计时就一些重要方面应提出对工艺的要求：

如果盘上有深孔（长径比大于6），对其加工方法应有要求。普通钻孔或镗孔方法加工出的深孔，表面完整性不好，影响使用寿命，一般应采取深孔钻等加工方法。

重要表面的接刀、转接等应有严格的限制要求。

为提高疲劳强度、消除表面微裂纹、提高最终零件的表面加工完整性，盘的所有表面均应进行喷丸处理。重要配合面喷丸后引起的变形可允许再进行精加工，加工深度一般不大于0.1mm。

10.2.5 轮盘工程图的设计

视图的选取、图面的布置等各方面均应综合考虑、合理安排。

（1）设计基准的选择

从纯设计角度考虑，设计基准应选在轮盘的轴向定位面和径向定心面上。按此原则，如图10－8所示的 CFM56 高压涡轮盘的设计基准应是Ⓐ和Ⓑ。这样选取基准的好处是较直观，工艺基准即是设计基准，对保证零件的质量，并最终保证装配质量是有好处的。但前提是在加工过程中及加工完成后零件不变形或变形很小。尤其是基准面的变形应较小，而Ⓐ和Ⓑ并不在盘的较强部位，相对变形也较大，加工的零件质量不稳定。所以建议基准选Ⓒ和Ⓓ面或Ⓒ

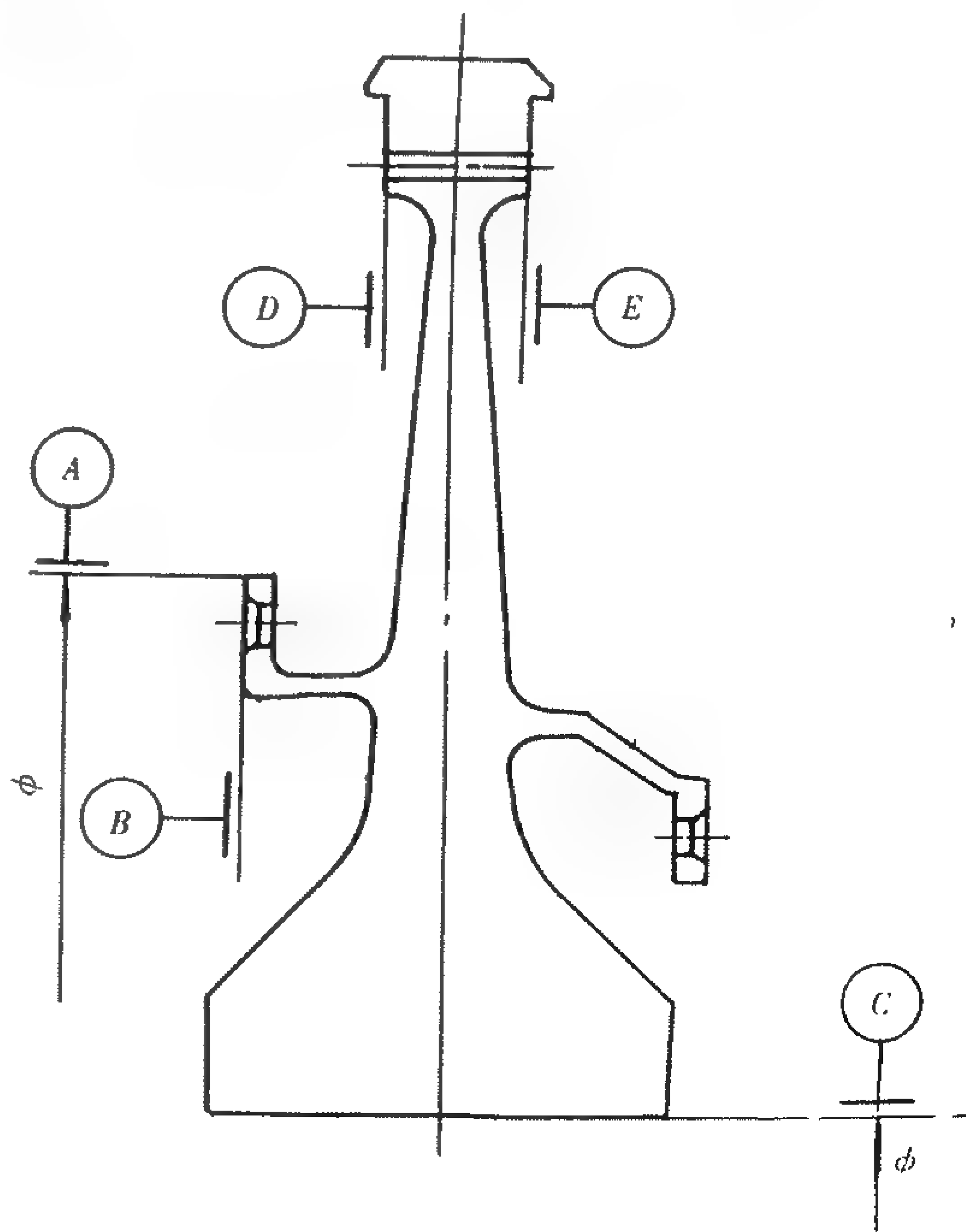


图10－8 设计基准选择实例

和Ⓔ面，而将Ⓐ和Ⓑ作为设计的辅助基准，辅助基准提出对基准满足设计要求的形位公差限制。这样选取基准后，基准刚性较强、较稳定，加工出的零件质量分散度小，可满足设计要求，提高了实物的质量，也较受工艺部门的欢迎。当工艺和设计基准不一致时，设计和工艺应通盘考虑，取折中方案。

(2) 尺寸标注

尺寸标注的基本原则：

要全面，没有不确定的尺寸和不确定的形状、位置。包括导角、圆角、接刀等尺寸均应全面给出。

要精练，不能有任何多余或重复的尺寸。

在全面、精练的基本要求满足的前提下，尺寸的标注非常灵活。不同设计员风格也是不同的，也体现了设计人员的水平，甚至也反映到最终加工出零件的质量和加工过程中的难度和成本。这是需要每个从事设计的人员不断总结提高的。应着重考虑下列几个方面：

给定的尺寸应便于测量，以减少由于测量不准而产生的误差；

轴向尺寸应尽量直接标到基准上，以避免公差积累产生误差，保证尺寸精度；

径向应尽量直接给出直径尺寸；

辐板部分形状尺寸标注一般采取给定定位点尺寸的办法，即给定在若干理论直径位置下，辐板两侧面上点的轴向位置，工艺部门只要设计专用的测具，这些尺寸也较易测量；

榫槽部分的尺寸标注是非常重要的一环，除给定基本的设计尺寸、形状外，对各个转接圆角应有足够的重视，这里的圆角尺寸一般均应给出公差限制。

(3) 形位公差

重点的形位公差应给出下列几个方面：

辅助基准对基准的跳动要求；

辐板两侧面对基准的跳动要求；

各配合表面对基准的同心度及跳动要求；

榫槽位置度、平行度等各项要求；

因盘在高转速下运转，平衡是非常重要的一环，为满足最终平衡要求，盘上开孔或开槽均是周向均布的，图纸上对这些孔或槽应提出严格的均布位置度要求；

各项形位公差中用得最多的是跳动要求，其好处是直观，便于测量。并且有许多形位公差要求都可以通过提跳动要求体现，所以在满足设计要求的前提下，应尽量多提跳动要求，少提其他方面的要求。

(4) 技术条件

技术条件用以表达不能用图形表示的设计要求，最基本的应包括毛坯类型、检验级别、硬度、探伤、表面处理等。现代发动机均对可靠性及寿命提出了较高要求，为最终达到这些要求，从图纸设计时即应提出有关要求，如要求进行低循环疲劳试验。为提高零件加工的最终表面完整性，对加工方法也应提出要求，如深孔钻要求，电加工限制要求等。

总之，技术条件的给定涉及到各个方面，考虑的因素是非常多的，许多方面是需要从事强度、材料、工艺、结构设计等各方面的人员一起协调确定，最终由结构设计人员落实到图纸上。下面给出一个典型涡轮盘的技术条件，供参考：

毛坯为模锻件；

进行材料的低周疲劳试验；

HB≥388；

按专用文件对表面喷丸；

Ⅰ类检验；

对零件进行荧光探伤检查；

进行超声探伤检查；

除另有规定外，所有转接处必须光滑，台阶不大于0.05mm；

第1榫槽与最后一个榫槽之间弦长偏差$^{+0.06}_{-0.14}$。

(5) 关键特性和重要特性的确定

涡轮盘在发动机上属关键件，确定其关键特性和重要特性应从保证零件质量和节约经费两方面综合考虑。因为关键和重要特性在生产加工过程中，按质量管理制度要求，要有严格规定的保证手段。如果将并不是很重要的要素规定为关键特性或重要特性，会人为的增加成本，造成不必要的浪费。一般从下列几个方面给出关键特性和重要特性：

材料性能当中的一些重要指标为关键特性；

盘轴或盘连接部位的重要配合尺寸和形位公差要求为关键特性或重要特性；

与叶片连接部位的尺寸为重要特性；

易产生应力集中部位的尺寸或圆角为关键特性或重要特性。

当然，这只是一些基本给定的原则，对于不同发动机，不同类型的涡轮盘，根据其不同的材料特性和受力水平，关键特性和重要特性的给定也应是不同的。

10.3 轴的设计

与涡轮盘相比，涡轮轴的形状更是多种多样的，但仍可按其形状和作用大致将其分为三种主要类型。一种是鼓筒轴，常用于高压转子，如图10－3所示的高压鼓筒轴。采用鼓筒轴的好处是通过鼓筒轴即可直接与盘形成盘鼓混合式转子，简化了结构，但由于受外径尺寸的限制，一般只能用于高压转子。另一种是细长轴，常用于低压转子，如图10－1所示的低压涡轮长轴。也可用于高压转子。此外，各种用于转接、装轴承的轴颈等许多类似件也可将其归结为轴类零件，也是设计的重要方面。

10.3.1 设计依据

(1) 鼓筒轴

鼓筒轴的工作条件：高温、高转速、高负荷、循环疲劳。

高温：鼓筒轴所处位置相对直径较大，距流道较近，许多高压涡轮转子的鼓筒轴穿过燃烧室内部，所处的环境温度很高，鼓筒轴前后的温差也较大。

高转速：由于鼓筒轴直径较大，又是薄壁件，在高转速下将产生较大的离心应力。

高负荷：重点要考虑轴向载荷和扭转载荷。

细长轴的工作条件：高转速、高负荷、环境变化大。

高转速：由于直径较小，虽然在很高的转速下工作，但离心应力并不是很大。对于细长轴重点考虑的问题是变形和振动。飞机机动飞行时，在陀螺力矩作用下，细长轴会产生挠曲变形，这要求设计轴时考虑两方面的问题，一是要保证轴的挠曲变形在一定范围内，不致造成与其他零件相碰，出现危险。另一方面要考虑轴承和盘倾角，要限制在一定范围内，不致造成轴

承工作条件的恶化，损坏轴承，也不致造成盘的偏斜工作。由于轴细长，刚性较小，临界转速较低，高转速下，容易产生振动。通过提高轴的刚性以提高临界转速又受到质量和最大外径尺寸的限制。细长轴可按柔性轴设计，即将轴的临界转速设计得较低，使转子的工作转速在临界转速之上并且远离临界转速，对于这样的发动机要求工作时，油门杆要较快地推到临界转速位置。在设计时也应考虑通过临界转速时的限振措施。

高负荷：细长轴一般用于连接低压转子，而现代发动机的涵道比越来越大，使得低压转子的负荷变大，低压轴所承受的轴向力和扭矩也越来越大。

环境变化大：现代发动机的涡轮轴已不是简单意义上的轴。为了简化结构，减少连接件，提高工作的可靠性，许多发动机，特别是军用发动机的轴直接带轴颈，甚至在较大的直径处与涡轮盘相连，前端又与压气机或风扇转子相连，所以一根轴上的不同部位，工作环境有很大的差别，给轴的设计造成很大困难，尤其在选材上，必须通盘考虑，满足各方面的需求。

(2) 几何约束

径向尺寸的限制、支点布局及轴承尺寸的限制、连接位置及连接方式的限制、工艺条件的限制。

径向尺寸的限制：对于双转子发动机，高压轴的最小内径和低压轴的最大外径需互相协调，不发生干涉。鼓筒轴设计时所处的位置要与盘协调，还要与其他相关零件相协调，合理布局，满足各方面的需求。

支点布局及轴承尺寸的限制：设计轴时，合理安排支点的数量，布局并不主要是由轴决定的。而与发动机总体设计，传力路线直接相关。在轴承数量、布局及轴承尺寸基本确定后，轴的设计应与相关零件通盘考虑。应设法尽量减少轮盘向轴承的传热，同时还应使轴承的位置尽量与轮盘的轴向位置靠近，以减小盘的偏摆，缩小叶尖间隙。

连接位置及连接方式的限制：轴与盘与压气机的连接方式及位置对轴的设计也有很大影响，应考虑可靠的定位定心，传扭及传轴向力等。

工艺条件的限制：由于轴的形状千变万化，设计时要考虑工艺水平的现状，有些复杂的形状和要求，工艺是无法达到的。

(3) 强度振动约束和寿命的要求

轴的主要载荷是扭矩和轴向力，设计时必须满足相关强度设计准则的要求，更重要的是要满足低循环疲劳寿命要求。设计时必须进行计算，最终通过低循环疲劳试验考核。

10.3.2 典型涡轮轴结构形式

三种其本类型，即鼓筒轴、细长轴和轴颈。

鼓筒轴常用于高压转子，直径相对较大，这种转子刚性好、稳定性好、结构简单。RB211，CFM56，F404，F110发动机高压涡轮转子均采用鼓筒轴结构。鼓筒轴径向位置的选择是非常重要的，既不能太大，也不能太小。太大会造成高转速时过大的离心力，势必要设计得很厚，增加质量。太小会使刚性变差，鼓的作用不明显，转子不稳定。另外，鼓筒轴径向位置尺寸的选择也受到周围相关零件的限制，为了满足各方面的要求，鼓筒轴经常被设计成非等直径的。

细长轴常用于低压转子，也用于高压转子，直径较小，形式多种多样。其上常安排有套齿，用于与压气机连接，传递扭矩。细长轴的另一端常常直接带轴颈，用于与涡轮盘连接。为了完成不同的功能，也为了减轻质量，细长轴很少有等直径的，而直径的变化有时也不是从前到后由小到大或由大到小的规律变化。这给轴的内孔加工造成一定困难，但这样的轴稳定性好，质

量轻。对于滑油系统采用轴心通风方案的发动机，细长轴的内孔还要用于输送滑油系统的空气，同时还不能漏油，设计上需采取密封措施。细长轴的应用比较广泛，现代大型民用涡扇发动机低压涡轮转子均采用这种结构，如 PW 系列和 CFM56 系列发动机等。

轴颈用于盘与轴的转接，轴承的安装等。当支点位置在涡轮转子的后部时，常需用轴颈与盘相连，再过渡到支点上，以固定转子。该处的封严装置，包括用于形成内部冷却流路的封严装置和用于轴承腔的滑油密封封严装置等，须一并考虑。有些封严篦齿常直接设计在轴颈上。

10.3.3 轴的优化设计

(1) 设计变量的选取

由于轴的形状千变万化，轴的优化设计时很难在一个完整的轴上简化出几个设计变量，除非在大部分尺寸都确定的情况下，对某一局部进行优化，还有可能实现。在轴的大部分尺寸均未确定时，轴的优化可采用轴段概念。任何形状的轴均被简化为多个轴段，轴段有 5 个设计变量(见图 10-9)，当某一轴段是等直径(包括等内径或等外径)时，轴段的设计变量相应减少。轴段取得越多，设计变量也越多。为使计算精确，在计算条件允许的情况下，轴段可取得细密一些。

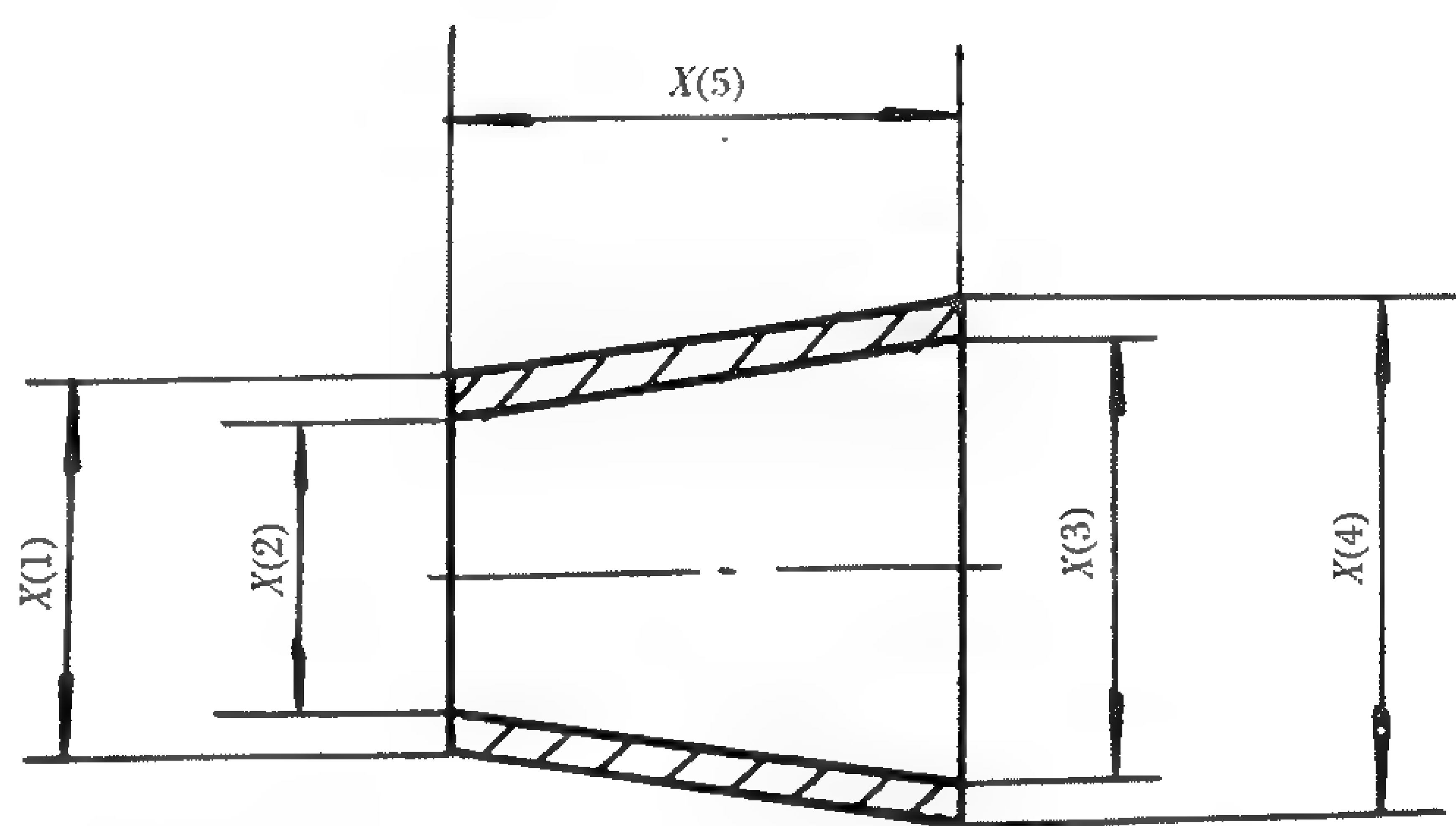


图 10-9　轴段的设计变量

(2) 约束条件和目标函数的确定

盘优化时的目标函数是质量。轴优化时与盘的优化不同，质量有时不一定作为目标函数，这样约束条件则有所变化。但无论怎样选取，以下几个方面是必须考虑的。

轴的总质量；

轴所受到的应力水平；

轴承和盘处的倾角；

单位长度上轴的扭角；

轴的挠度；

轴的几何尺寸的限制；

寿命要求。

当将其中某一条作为优化目标函数时，其余方面内容则应作为约束条件给定。

10.3.4 材料与工艺要求

(1) 材料

材料的选取与其工作条件直接相关，不同形状和类别的轴的选材也千差万别，常用的材料有优质合金钢，主要有：40CrNiMoA，18CrNiWA，1Cr11Ni2W2MoV 等；高温合金，主要

有：GH4169，GH4033，GH901 等。CFM56 发动机的低压涡轮轴还采用了 M250 马氏体时效钢。

（2）工艺要求

不同结构形状和材料的轴对工艺要求也是不同的，为保证达到材料最好状态，保证发动机工作可靠，就一些重要方面提出对工艺的要求：

严格限制接刀、转接等尺寸；

当采用 GH4169 等缺口敏感性较强的材料时，喷丸要求也是必须的；

对易腐蚀的材料，为提高其使用寿命，提高可靠性，应有表面处理的要求；

长轴必须有平衡的要求，对轴的壁厚差应有严格的限制，以方便平衡，减少振动，在设计轴时，也应规定平衡时去除材料的位置。

由于大部分的轴都不是等直径的，给加工造成一定的困难，较难加工的轴是细长的，而两端直径小于中间段直径，这在内孔加工时给工艺提出了更高要求。

10.3.5 轴工程图设计

（1）形位公差

形位公差应从以下几个方面考虑：

前后圆柱面之间的同轴度要求；

长轴本体外圆面对圆柱面基准的跳动要求；

圆柱面的圆度要求；

重要装配面对基准的形状公差要求；

轴上开孔位置度要求。

（2）技术条件

盘类零件在技术条件中需考虑的方面在轴类零件提技术条件时，也基本是适用的。此外，轴类零件，特别是长轴，在技术条件中还应有动平衡的要求。应给出平衡的转速，最大允许的不平衡量，以及规定为消除不平衡量而允许去除材料部位和去材料后的表面质量要求。为保证转子的振动特性，对于长轴类零件还应提出壁厚差的限制要求。

下面给出一个典型细长涡轮轴的技术条件，供参考：

毛坯为锻件，Ⅱ类锻件，按×××专用文件执行；

硬度 HB≥346；

Ⅱ类检验；

按专用文件×××对表面喷丸，喷丸后配合表面补加工，去层深度不大于 0.1mm；

以装轴承的两圆柱面为支点进行动平衡，转速大于 800r/min，在图示 M，N 双点划线规定范围内去除材料，消除不平衡量，去材料后表面粗糙度 $\overset{6.3}{\checkmark}$，允许残余不平衡量 5g·cm；

超声波检查按专用文件×××；

荧光探伤检查按专用文件×××；

轴中段平直段壁厚差不大于 0.1mm；

套齿要素见附表，允许用过端和不过端检查套齿的最大和最小有效齿厚；

螺纹按专用文件×××制造，允许用过端和不过端组合量规及滚棒进行检验；

未注尖边倒圆 R0.5mm，光滑转接（包括：孔边）；

内孔允许接刀加工，接刀台不大于 0.15mm。

10.4　转子的连接结构设计

转子连接主要要解决盘盘连接、盘轴连接、叶片与盘的连接等。

前两种连接重点需要解决的问题是：

在各种工作状态下，保持零件间的可靠定心，由于涡轮工作温度较高，在全工作过程中，各零件间配合面的性质会发生很大变化，因此，设计时既要保证工作过程中定心不破坏，又要保证不要造成零件间的热应力过大；

要保证可靠传递力，包括拉应力和扭矩；

尽量减少轮盘向轴传热，以改善轴承工作条件。

盘盘和盘轴连接可分为可拆卸式和不可拆卸式两种方式，本节将结合具体的发动机结构做分析和介绍。

10.4.1　盘、盘和盘、轴连接

10.4.1.1　可拆卸式连接

可拆卸式连接有短螺栓和长螺栓以及套齿连接等方式。

(1) 短螺栓连接

短螺栓连接采用圆柱面定心，紧度配合，摩擦传扭或摩擦和剪切共同传扭。根据不同发动机的不同结构，有各种各样的形式。

CFM56发动机高压涡轮转子的几处螺栓连接均采用这种方式。其中螺母又均采用自锁螺母。自锁螺母不用打锁片，靠螺母与螺杆之间的紧度等方式锁紧，只要用限力扳手按给定的拧紧力矩拧紧即可。不但简化了结构，使装拆方便，而且可以据此设计一些新的、特定的结构，有些结构，没有自锁螺母则根本无法实现。CFM56发动机高压涡轮的转子总装时与压气机转子连接处就是在压气机转子和涡轮转子分别平衡后，从涡轮盘中心孔伸入专用工具，拧紧该处的48个自锁螺母。如果螺母不自锁，还须打锁片，就无法装配，这种结构也就不能实现。

该转子的涡轮盘与鼓筒轴以及后轴颈的短螺栓连接结构还采用托板自锁铆轴螺母。这种螺母的形状见图10－10，包括托板1，螺母2和铆轴3三个部分。螺母具有自锁能力，托板部分是挤压成形的，铆轴部分要有较好的韧性，通常需经局部退火处理。装配时，先将螺母的铆轴部分插入到被连接件上事先加工好的喇叭口中，然后用工具将铆轴段也扩成喇叭口形，使其固定于该件上，见图10－11。托板部分用于防止螺母的转动，有两种形式，一种是精心设计孔距和托板部分的尺寸，使得装配后，沿圆周一圈的托板螺母之间的托板部分刚好互相挤住；一种是使托板部分卡在安装边上，两种方式都可以达到防止转动的目的。下一步装配时，可以不必看到螺母，只要从另一侧插入螺栓，按给定的力矩拧紧即可。托板自锁铆轴螺母虽然是小零件，但非常重要，加工也较困难，需解决托板部分的挤压成型，螺母部分自锁以及铆轴段局部退火等问题。铆轴部分扩口之后，螺母就不再分解，一直在相应的零件上，使得这样连接结构的装配大大简化。

图10－12所示为某型发动机涡轮转子连接结构，两级盘与承力锥之间的连接采用短螺栓结构，两端均用自锁螺母，两级盘上的安装边与承力锥之间采用圆柱面定心、紧度配合，摩擦传扭。螺栓的形状见图10－13，该螺栓两端带螺纹，中间段为类似于运动场跑道的形状，该段的长度比承力锥在此处的厚度略小一些，与承力锥上相同形状的孔配合，防止螺栓转动。跑道形孔的应力集中情况比圆孔好。装配时，先将螺杆插入第2级盘安装边的孔中，拧紧右侧的自锁螺母，再将承力锥和

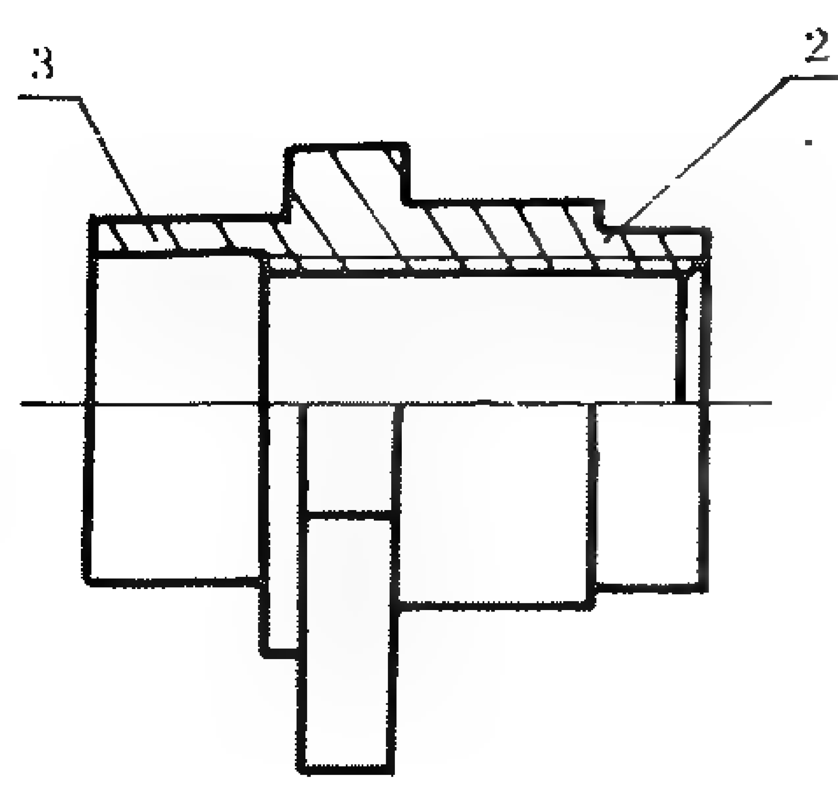


图 10-10 托板自锁铆轴螺母
1—托板;2—螺母;3—铆轴

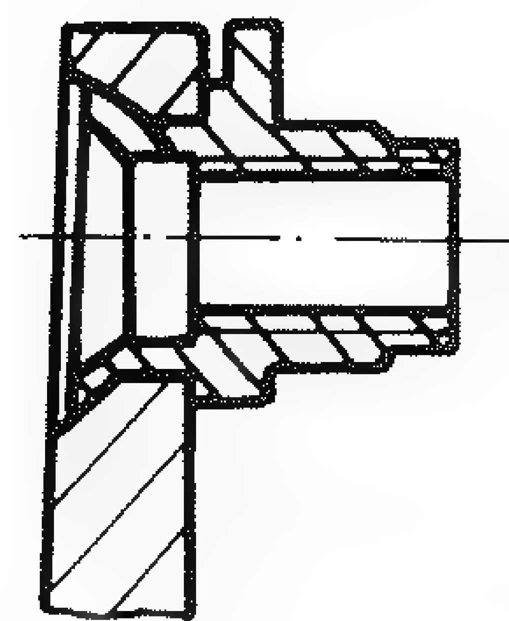


图 10-11 安装后的托板自锁螺母

第1级盘装入,用专用工具拧紧左侧的自锁螺母。承力锥再与轴连接形成转子。有些发动机在类似的承力锥设计时,将其与轴设计成一体,这样可减少承力件的一个连接环节,使转子更稳定。缺点是对轴的要求更高了,轴在此处的毛坯变得更大,增加了加工难度,同时由于这一段的温度相对较高,在选材时也应有所兼顾。

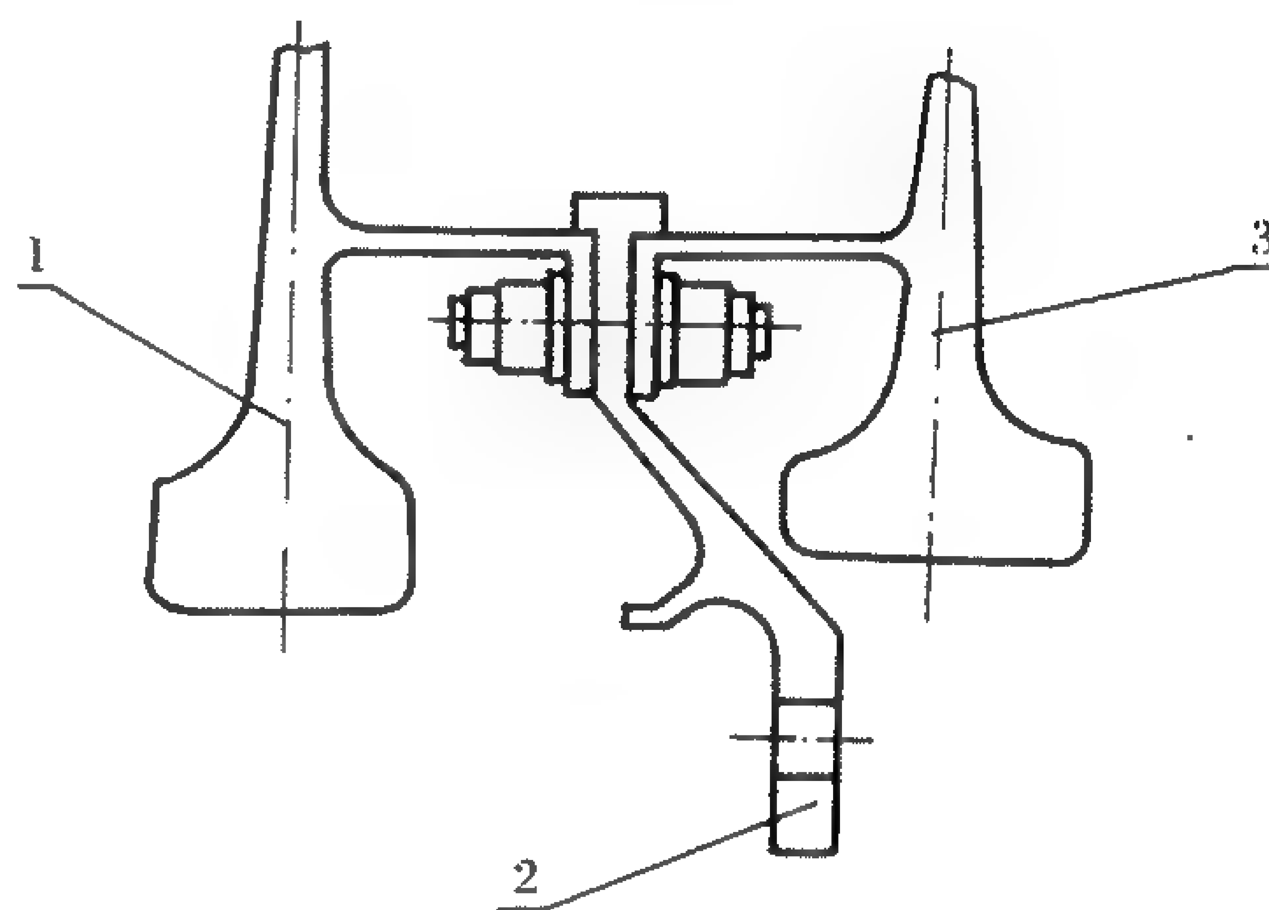
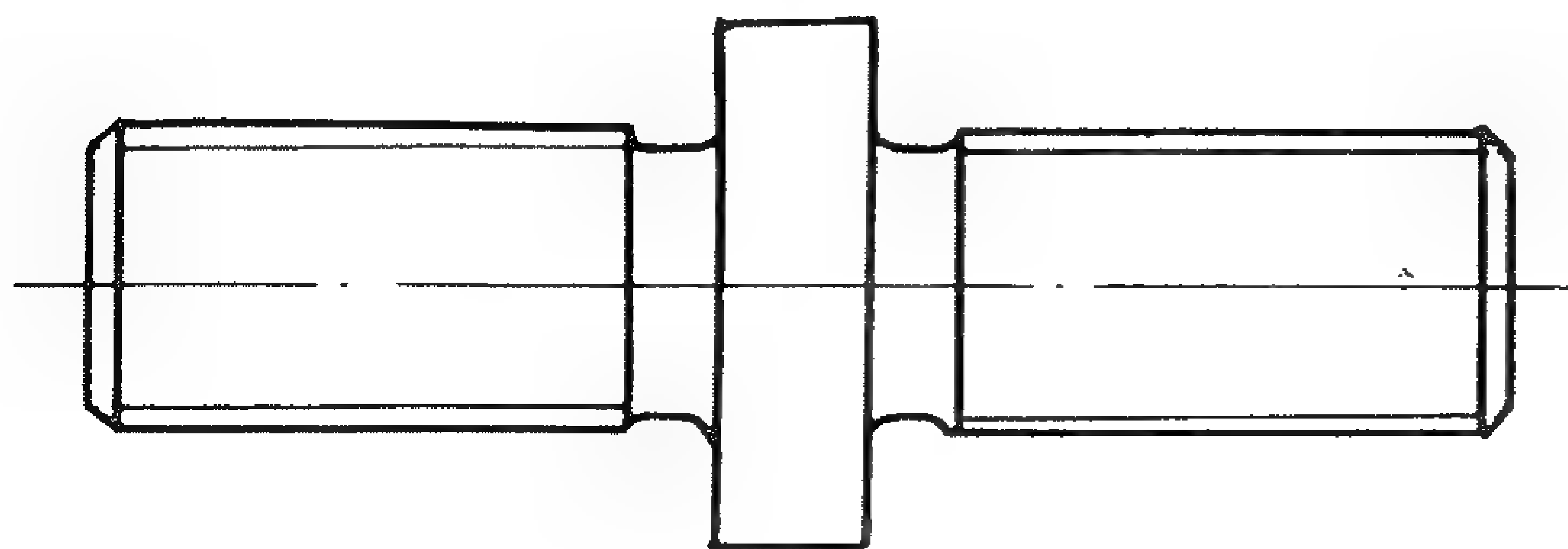


图 10-12 两级涡轮盘的连接
1—第1级涡轮盘;2—承力锥;3—第2级涡轮盘

(2) 长螺栓连接

有些发动机,常常用中心长螺栓或沿圆周分布的多个长螺栓将几级盘和轴(鼓筒轴、前后轴)一起连接起来。前者常在中小型涡轮转子中采用,后者适用于相对大型一些的转子。



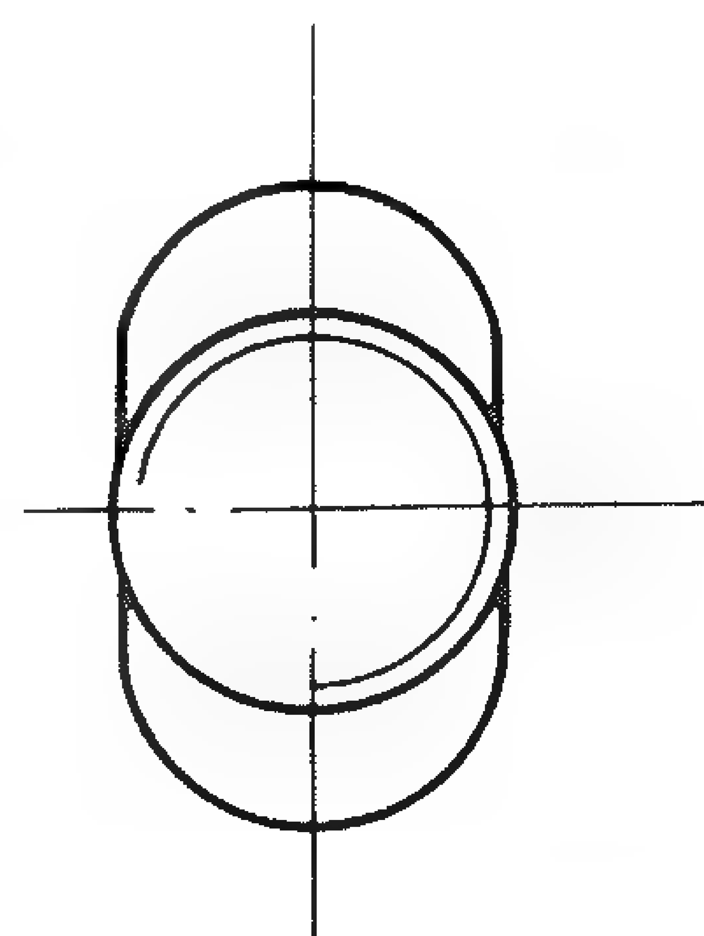


图 10-13 螺栓

中心长螺栓常在中小型涡轮中采用。此时盘轴、盘盘之间用圆弧端齿定心传扭。圆弧端齿可保证在热状态下可靠定心,且重复定心精度也高。工作时,长螺栓需承受圆弧端齿工作时产生的轴向力以及热应力。图 10-14 示出一个采用中心长螺栓的涡轮转子实例。

长螺栓连接方式连接件少，装拆比较方便，但当气流通道内径变化较大时，鼓筒直径无法适应轮盘直径的变化，因而转子刚性不能得到充分地加强，所以这种结构的应用受到一定的限制。

(3) 套齿连接

套齿连接常用在盘与轴的连接上，采用套齿传扭，圆柱面定心，大螺母压紧。图 10－15 为 J85 涡轮喷气发动机双级涡轮转子，该发动机压气机的后轴伸到涡轮盘附近，涡轮短轴与第 1 级涡轮盘做成一体，两轴靠前后两段圆柱面定心，套齿传扭，用大螺母压紧。类似的结构在 PW 公司设计的高压涡轮转子上应用很多，如 PW2000，PW4000 系列和 V2500 等。

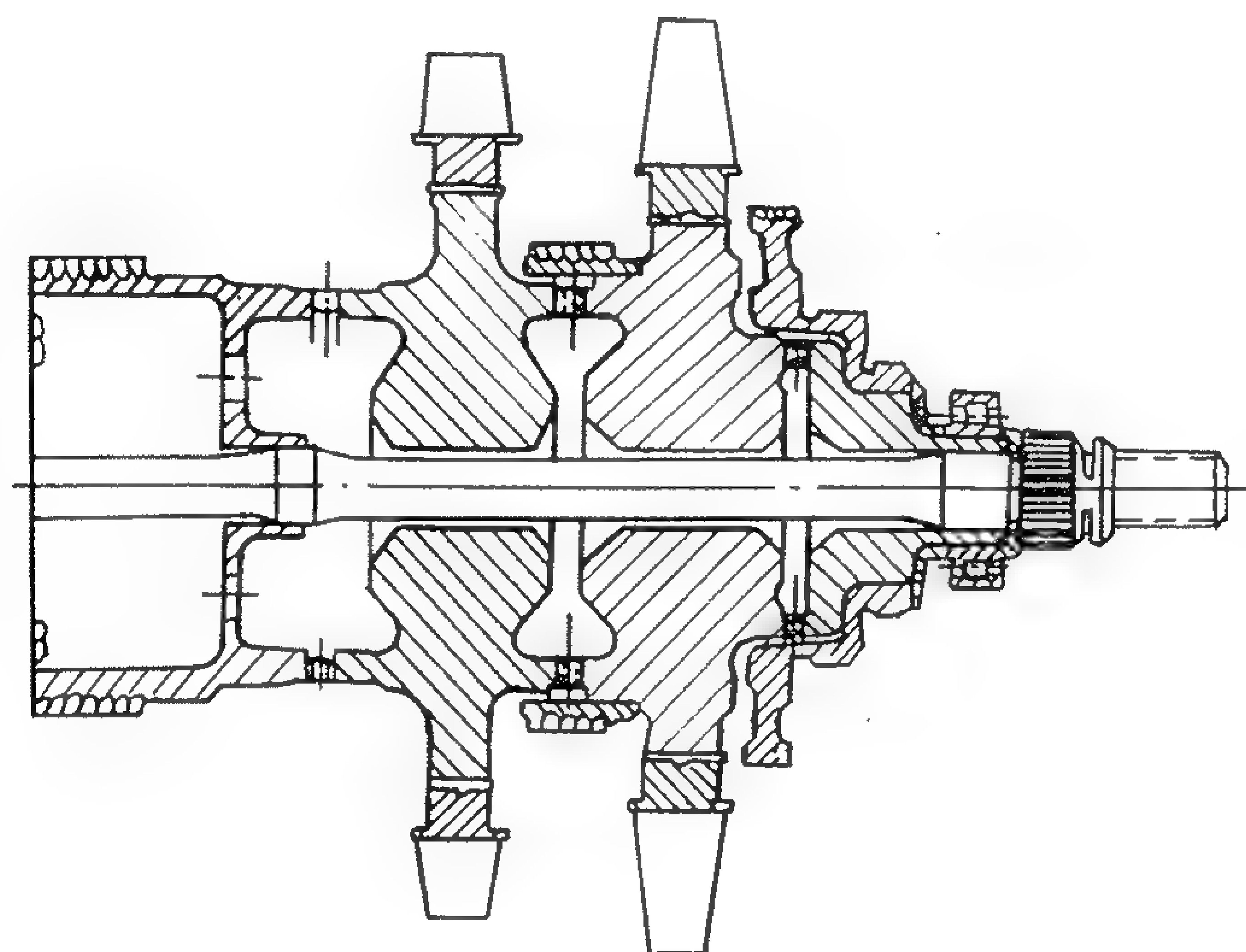


图 10－14　阿赫耶发动机的涡轮转子

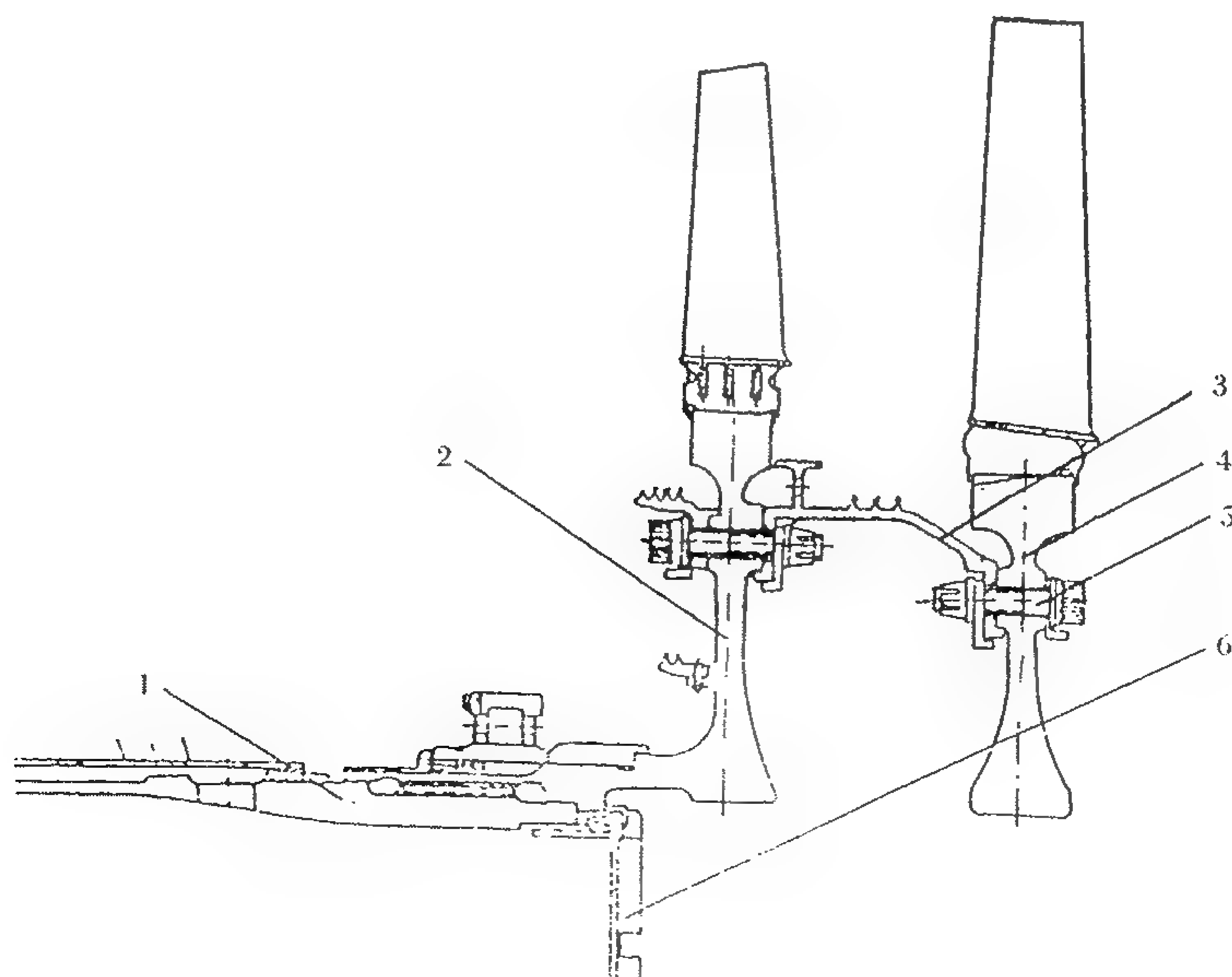


图 10－15　J85 发动机盘轴用的套齿和大螺母连接的涡轮转子

1—压气机后轴；2—第 1 级带短轴的涡轮盘；3—鼓环；4—第 2 级涡轮盘；5—短螺栓；6—大螺帽

10.4.1.2 不可拆卸式连接

不可拆卸式连接有销钉连接和焊接连接两种方式。

(1)销钉连接

图10-16所示的转子，盘轴连接采用了叉形安装边，由20个径向销子定心，剪切传扭，盘轴间采用紧度配合，销子与盘轴间也采用紧度配合。为保证装配精度，装销子的孔采用盘轴组合钻、铰的方式。销子分组，根据铰孔的实测尺寸，选用不同组别的销子，保证紧度。叉形结构上装销子的盲孔做成平底形的，以减小应力集中。由于盲孔，所以销子必须做成空心的，以保证盲孔中空气的排出。叉形结构的好处是使销子类似简支而非悬臂梁的结构，稳定性和受力情况好。

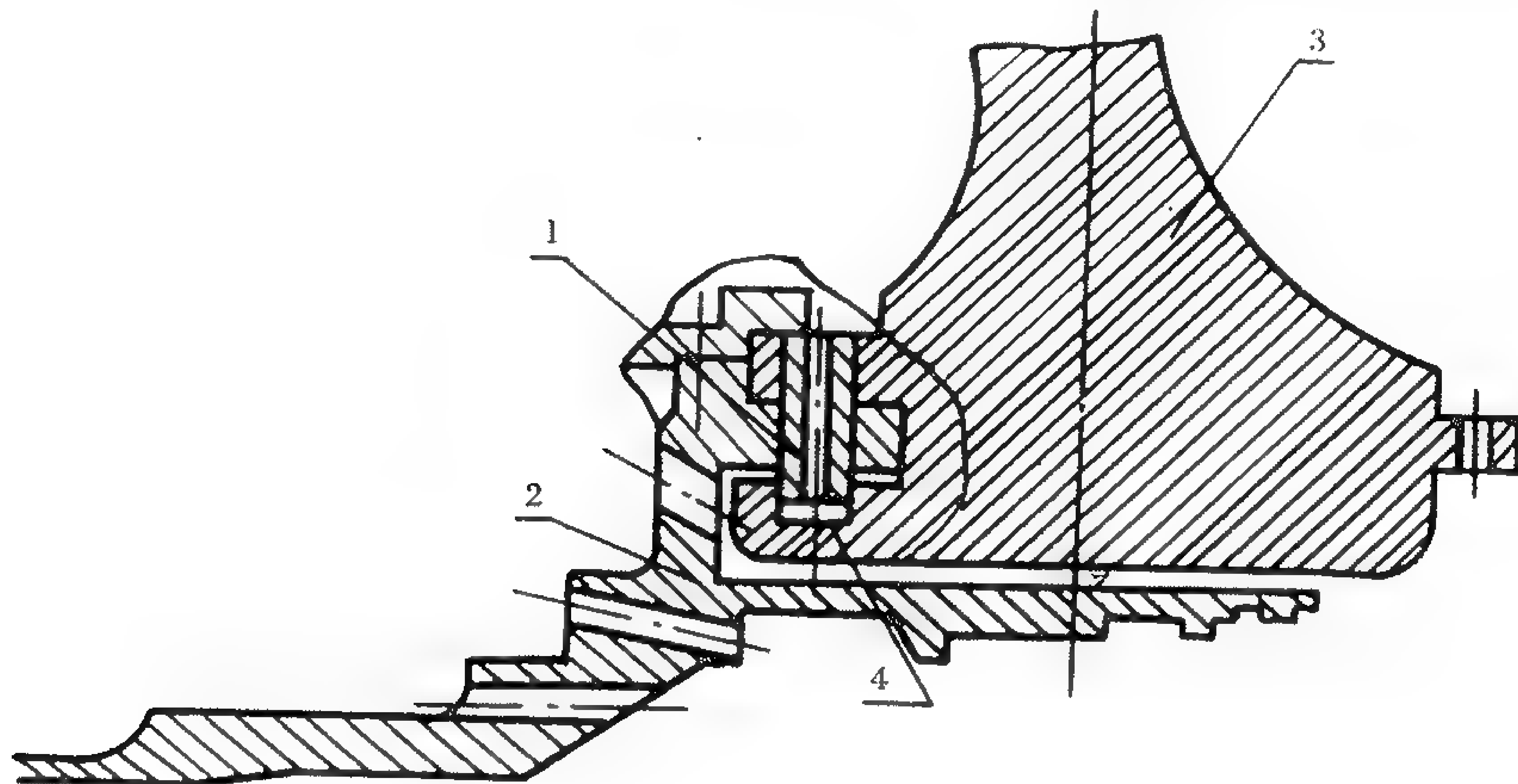


图10-16 叉形安装边销子连接的涡轮盘轴
1—销子；2—高压涡轮轴；3—高压涡轮盘；4—平底

(2)焊接式结构

随着先进焊接技术的发展，现代先进发动机转子中采用焊接式结构的逐渐增多，图10-17所示为RB199高压涡轮转子，盘与鼓筒轴间采用了焊接结构，类似的结构还有RB211，LARZAC等发动机高压涡轮转子。

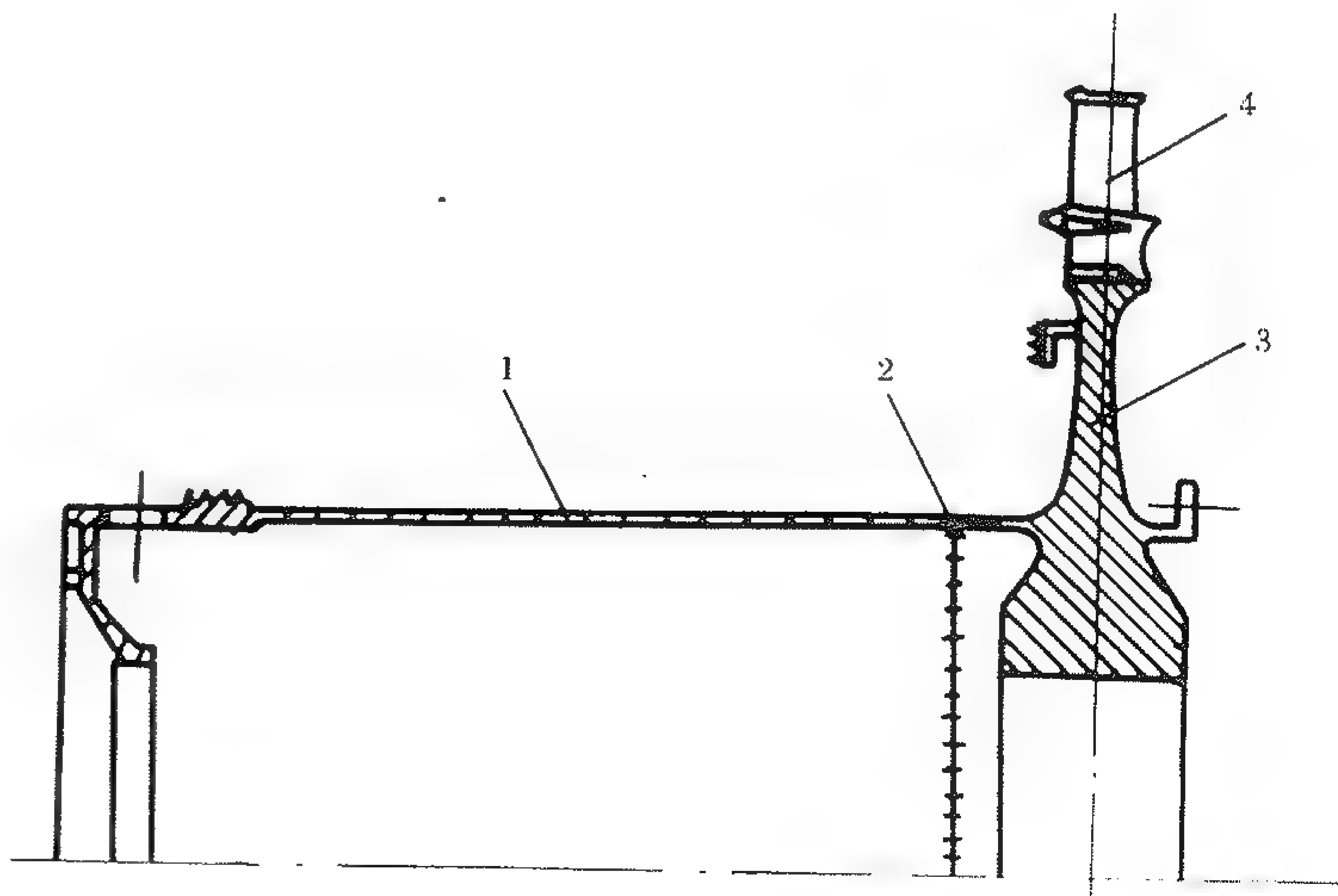


图10-17 RB199发动机高压涡轮转子
1—涡轮轴；2—电子束焊缝；3—涡轮盘；4—工作叶片

由于焊接连接的方式是不可拆卸的，而大多数发动机中，为保证刚性均匀，受热时机匣的圆度变化小，从而保证转子的叶尖间隙，涡轮静子机匣都做成整体的。如果几级转子不可拆卸则无法装配，所以多级涡轮转子中盘盘的连接采用这种方式不适合。

焊接连接的方式减少了连接件,结构简单,提高了材料的利用率,但对焊接质量的要求也是较高的。用于焊接转子的焊接技术除应具有大穿透、小变形、无氧化、高强度以及焊接尺寸精度较高等特点外,还要保证焊接效率高,质量稳定。同时还要求有高的焊接质量检查技术。

10.4.2　叶片、挡板与盘的连接

转子的连接结构中,叶片与盘的连接是非常重要的,叶片用榫头和涡轮盘连接,它是发动机中负荷较大的部分。现代航空燃气涡轮中,最广泛应用的是枞树形榫头连接,榫头呈楔形,两侧是对称分布的梯形半圆形齿。榫头上的榫齿一般用2～6对。关于枞树形榫齿连接结构的分析在有关文献中有详细介绍,这里不再赘述。

有的发动机涡轮转子上,轮盘前后端采用叶片挡板防止涡轮叶片轴向移动,同时形成流道的封严结构。挡板与盘间采用螺栓连接,连接的方式有两种,一种是在盘缘的榫槽之间开通孔,用螺栓将前后挡板连接在盘上(图10－18)。一种是在盘上需要安装挡板一侧的盘缘处向内翻边,形成安装边,用螺钉将挡板固定在安装边上(图10－19)。它们有共同的缺点,即螺栓头突出盘体,转子转动时,扰动周围的气流,造成温升,并影响涡轮的效率,而还要在盘上开孔,产生应力集中,影响盘的寿命,无螺栓挡板结构就是在这样的背景下提出的。这种结构也有各种各样的形式。CFM56发动机高压涡轮盘挡板由CFM56－3型改为CFM56－5型时,盘后挡板采用了卡环结构(如图10－20所示),该结构包括挡板1和卡环2,卡环是开口的。装配时用工具将卡环压紧(图10－21),装入挡板,用工具压挡板使其弹性变形,直到其最左侧的边靠到盘上,此时松开卡环使其回弹,再松开挡板,使其回到自由状态,挡板和卡环就互相锁死了。

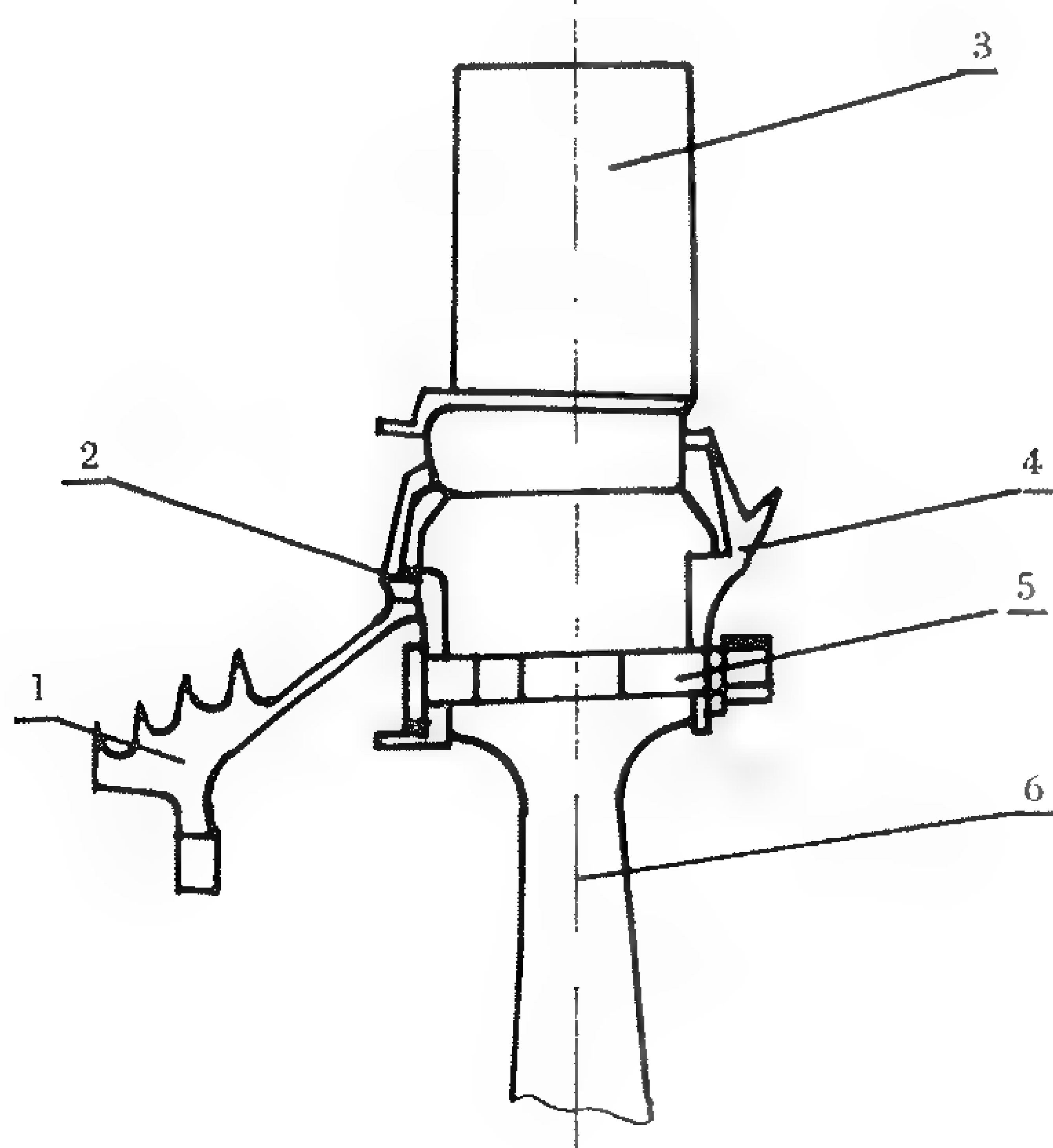


图10－18　CFM56－2型高压轮盘挡板结构

1—盘前篦齿盘;2—前挡板;3—叶片;
4—后挡板;5—螺栓;6—涡轮盘

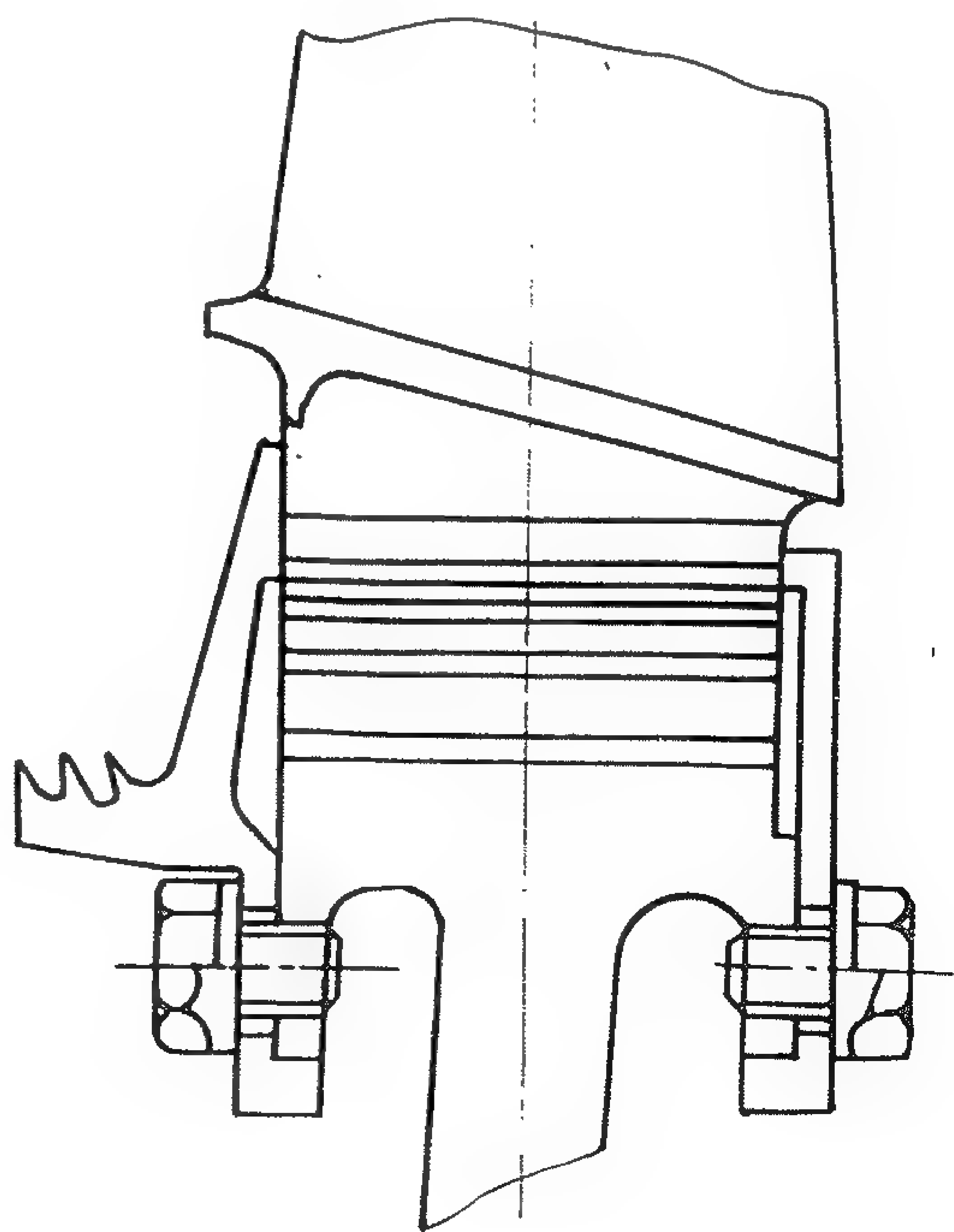


图10－19　某型涡喷发动机挡板连接结构

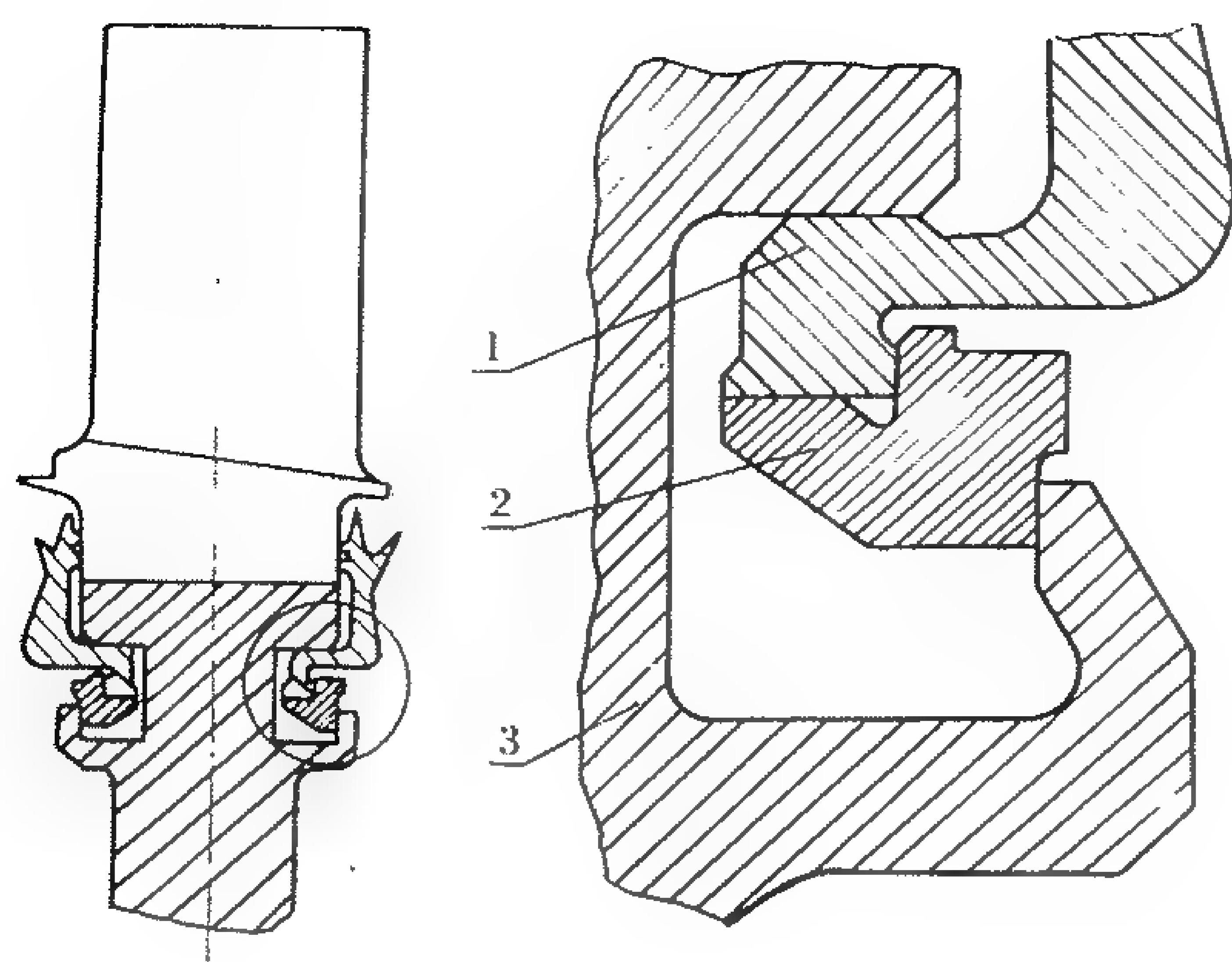


图10－20　无螺栓挡板结构
1—挡板;2—卡环;3—涡轮盘

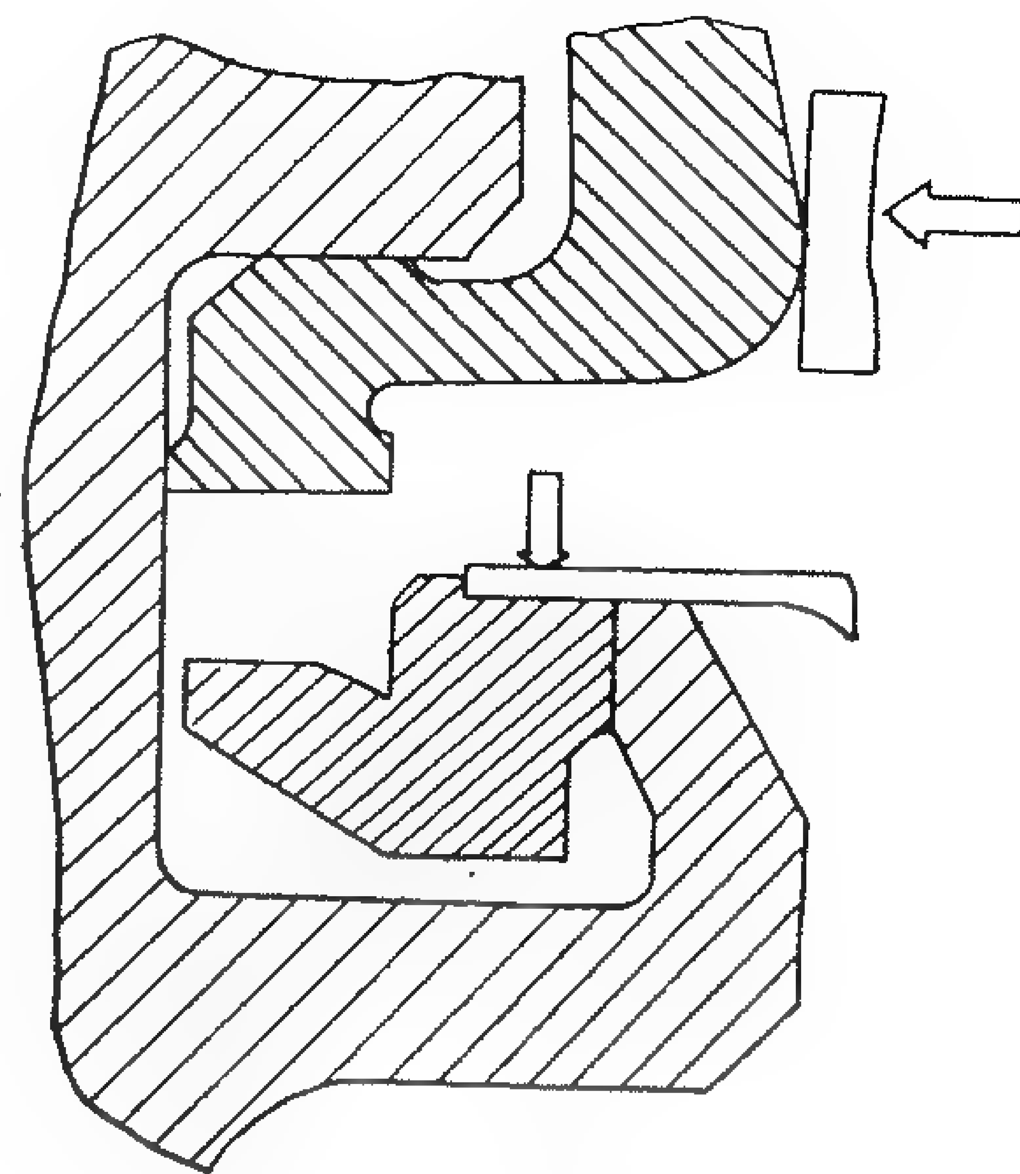


图10－21　无螺栓挡板的装配

10.5　转子平衡

转子不平衡量对转子的振动影响非常大,尤其是在高转速的发动机上,更为突出。为此除在结构设计上尽量减少不平衡因素(例如:孔,凸台和槽等应周向均布,控制轴的壁厚差等)外,对转子采取平衡措施是加工和装配过程中非常重要的环节,设计上应有严格的要求,从零件开始,直至最终装配成整个转子的全过程都应加以控制,逐级进行。各转动件的平衡包括:

(1) 轴类零件的动平衡

对轴类零件常采取去除材料的方法达到平衡精度要求,设计图上应规定有去除材料的部位,极限尺寸以及去除材料后表面的粗糙度等级要求等。

(2) 盘片组合平衡

采取调整不同质量矩叶片位置达到平衡精度的要求。同时设计上应规定整排叶片的最大最小质量差极限及相对装配位置的两片叶片的质量差极限。首先对所有叶片逐个称质量矩排序,然后按规定的序号位置将叶片装到盘上,进行平衡。平衡精度不满足时可调整叶片位置,直至满足为止。图10－22给出了一个72片叶片在轮盘上的分布实例。

(3)转子动平衡

这一步平衡通常为最终平衡。进行涡轮转子平衡时,可用专用模拟压气机转子的模拟转子连在其上进行平衡,模拟转子质量、质心、转动惯量均需与实际的压气机转子相同。在规定部位加装配重或去材料达到平衡精度要求。经平衡后的转子,除非装配时所需,应不允许再分解,直接装发动机。对于多级涡轮转子,可采取平衡前就将静子装上,用专用工具固定,进行“带静子平衡”以达到平衡后不再分解。对于必须分解的转子,应画线记好各零、组件的相对位置,再装配时,严格按分解前的相对位置进行装配,保证与分解前一致,最大限度地减小由于再次分解产生的不平衡量。

平衡精度的要求应综合发动机各方面的因素,包括发动机的大小、转子的转速、转子的支承方式(刚性、柔性)、是否有减振措施以及类似发动机的精度要求等。

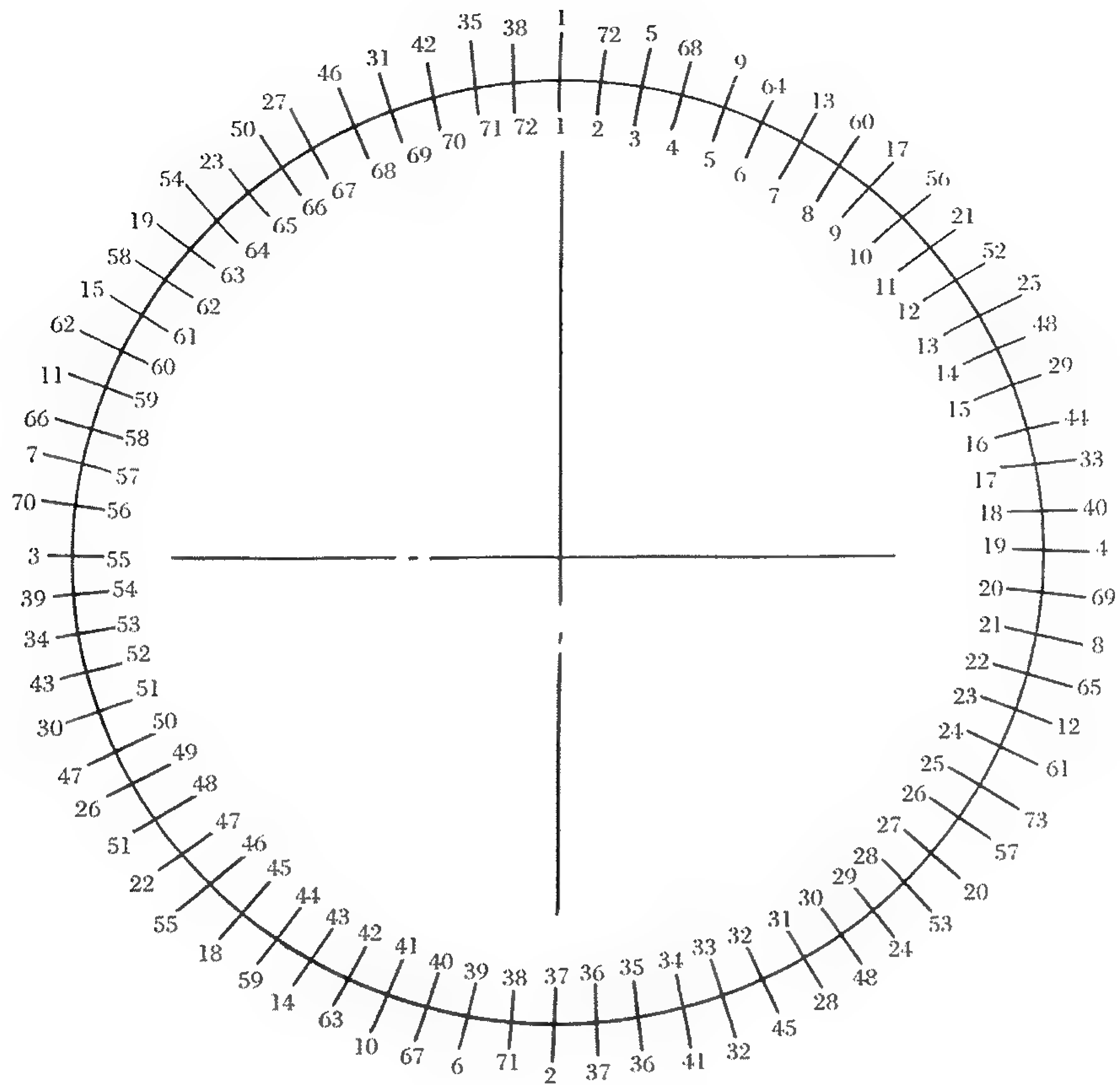


图 10－22　叶片在榫槽中的分布规律

注：内层编号为轮盘上的榫槽编号，外层为叶片按质量矩分布的顺序号

第11章　涡轮静子结构设计

目前多数发动机的涡轮静子结构包括涡轮导向器和承力机匣，由于多数发动机涡轮（特别是低压涡轮）机匣是导向器不可分割的一部分，所以本章把机匣、外环、导向叶片合在一起作为涡轮导向器整体给予介绍，在此基础上又分别介绍了机匣、外环零件，本章不包含导向叶片的设计。

11.1　涡轮导向器

导向器是由内、外环和一组导向叶片组成的环形静止叶栅。燃气通过导向叶片的收敛形流道时，速度增加，压力及温度下降，气流的方向也有所改变。因此导向器的功用就在于使气流通过时，部分热能转变成动能，并满足工作轮所要求的进口气流方向。

涡轮导向器虽然是静止件，但它的工作条件却十分恶劣，表现在：

（1）导向器处在高温燃气流中工作。现代发动机的燃气温度已达1950K。在这种高温状态下，材料的机械性能急剧下降。此外，零件和燃气流直接接触，燃气中的游离氧对叶片表面有着强烈的氧化腐蚀作用。

（2）由于导向器各零件受热不均匀，温度有高低，材料线膨胀系数不同，厚度不均，所以各零件中存在很大的热应力；发动机起动时，温度急剧上升，第1级导向叶片正处在燃烧室出口，首当其中，这种热冲击使导向叶片内产生冲击应力，因此有产生裂纹的危险；发动机在长期使用中，多次起动－停车，加速－减速，叶片随着加热－冷却，形成拉伸－压缩的反复变化，特别是前后缘承受高温，存在很大的温度梯度。随着这种拉伸－压缩的反复进行，叶片便会产生热疲劳，导向叶片前后缘发生裂纹常常是由此引起的。图11－1说明上述疲劳引起涡轮叶片产生裂纹的情况。

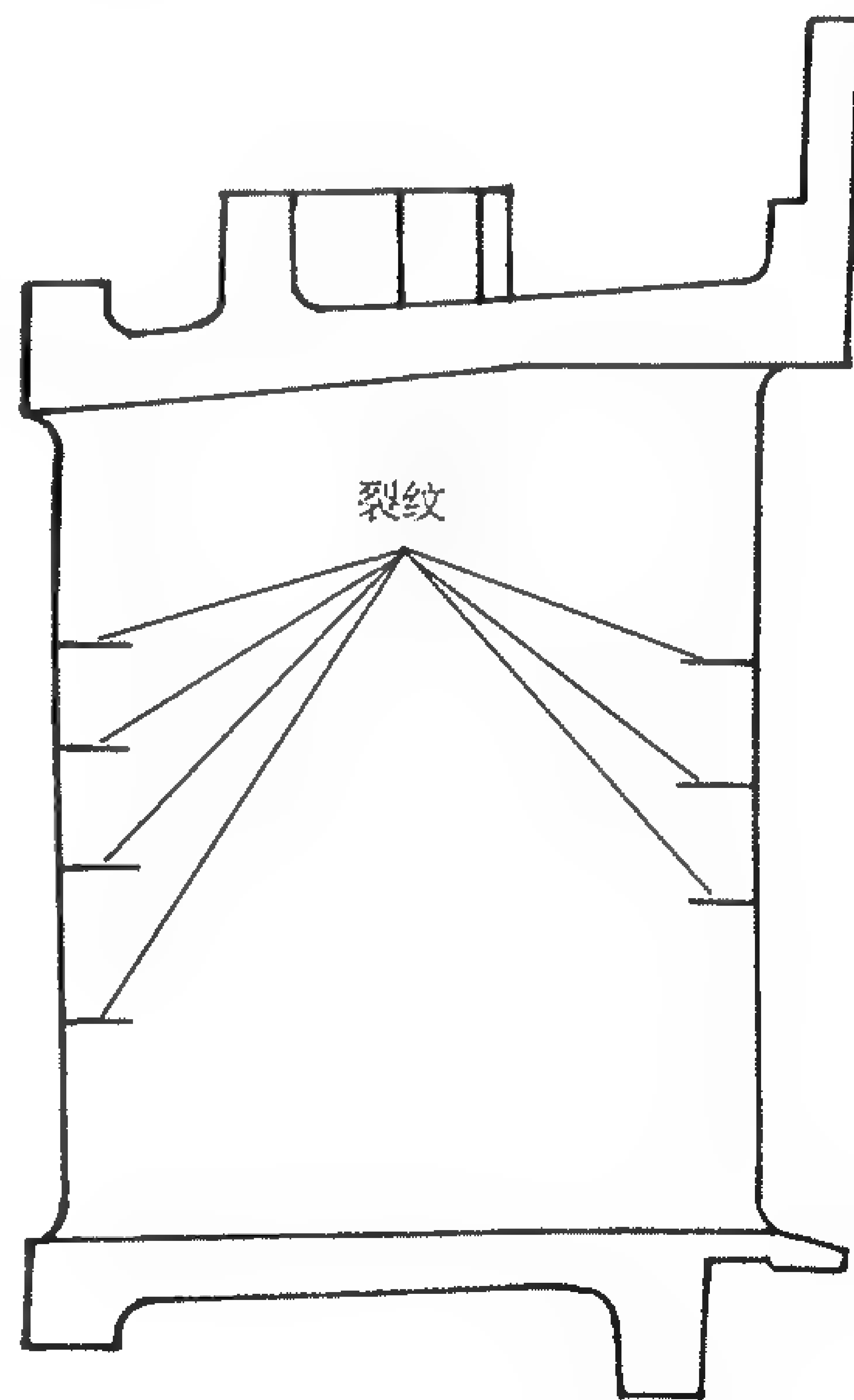


图11－1　疲劳后产生裂纹

（3）燃气通过导向叶片时所产生的气动力，以及由于气流脉动所引起的振动负荷也由导向器承受。

由此看出，导向器的工作条件是温度高、温差大、作用有热应力、热冲击和振动负荷。所以，结构设计在尽可能减少质量的前提下，要能耐高温、耐腐蚀、热应力小、具有足够的刚性、连接要可靠。

11.1.1　涡轮导向器的设计特点及要求

（1）合理地选择高温材料，保证零、组件在高温下安全可靠地工作；

（2）尽可能减少涡轮叶尖径向间隙，以提高涡轮效率，但又要保证工作时转子静子不致碰坏；

(3) 工作时，机匣相互之间要能很好地热定心，转、静子之间能保持良好的同心度；

(4) 在混合传力方案中，既要解决好第 1 级导向器的传力问题，又要允许第 1 级导向叶片能自由膨胀，减少热应力；

(5) 对机匣和导向叶片采取有效的冷却方法；

(6) 导向器的排气面积必须设计成可调；

(7) 结构简单、尺寸紧凑、质量轻、便于加工、便于装拆、成本低、寿命长。

11.1.2　涡轮导向器的结构形式

涡轮导向器可分为三大类。第一类是高压涡轮第 1 级导向器；第二类是第 2 级涡轮以后的非承力型导向器；第三类是承力型导向器。其中第 1 类也有承力和非承力之分，只是考虑到它的特殊地位把它单独分为一类。

第一类高压涡轮第 1 级导向器是涡轮部件中承受温度最高的组件，近代发动机第 1 级涡轮导向叶片全部是空心的，并且采用了导热、对流冲击、发汗等先进的冷却技术，一般导向叶片单片组装，叶片和叶片中间有封严装置，既便于叶片的更换，又减少漏气损失。由于第 1 级导向叶片的温度变化范围很大，在导向器设计时必须留出足够的径向和轴向膨胀空间，必须设计成一端固定，一端能自由伸缩。高压涡轮第 1 级导向器在结构上必须解决好与燃烧室出口的连接问题，既要协调好径向和轴向的膨胀不一致问题，又要解决好二股气流的渗漏问题。所以导向叶片和燃烧室出口的连接件既要紧密地接触上，又要有足够的弹性补偿量，在设计时必须引起足够的重视。图 11－2 到图 11－8 分别表示了 PW4000，RB211，CF6－80，F404，RB199，V2500，FWPX 等国内外发动机高压涡轮第 1 级导向器的结构图。

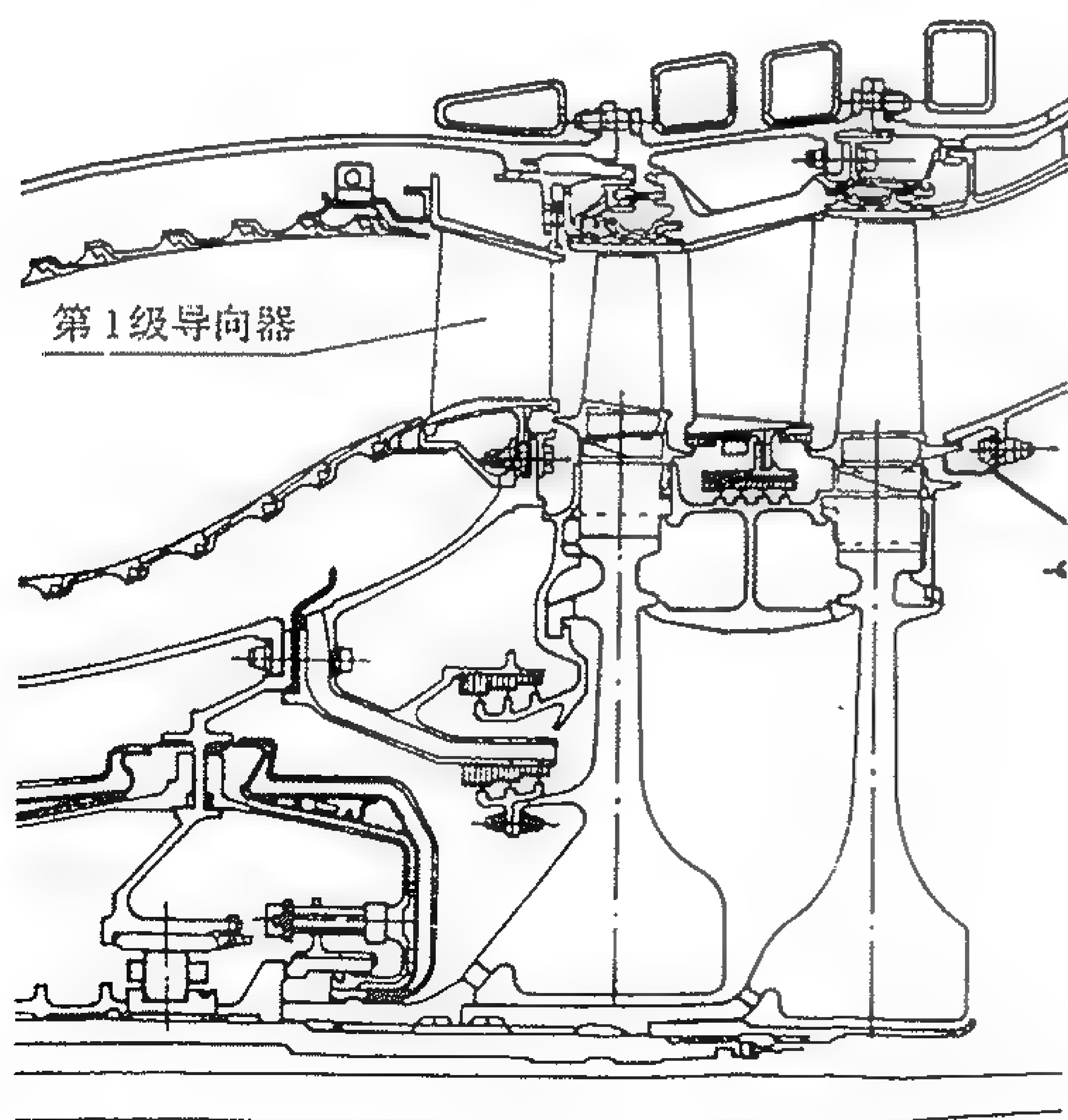


图 11－2　PW4000 高压涡轮第 1 级导向器

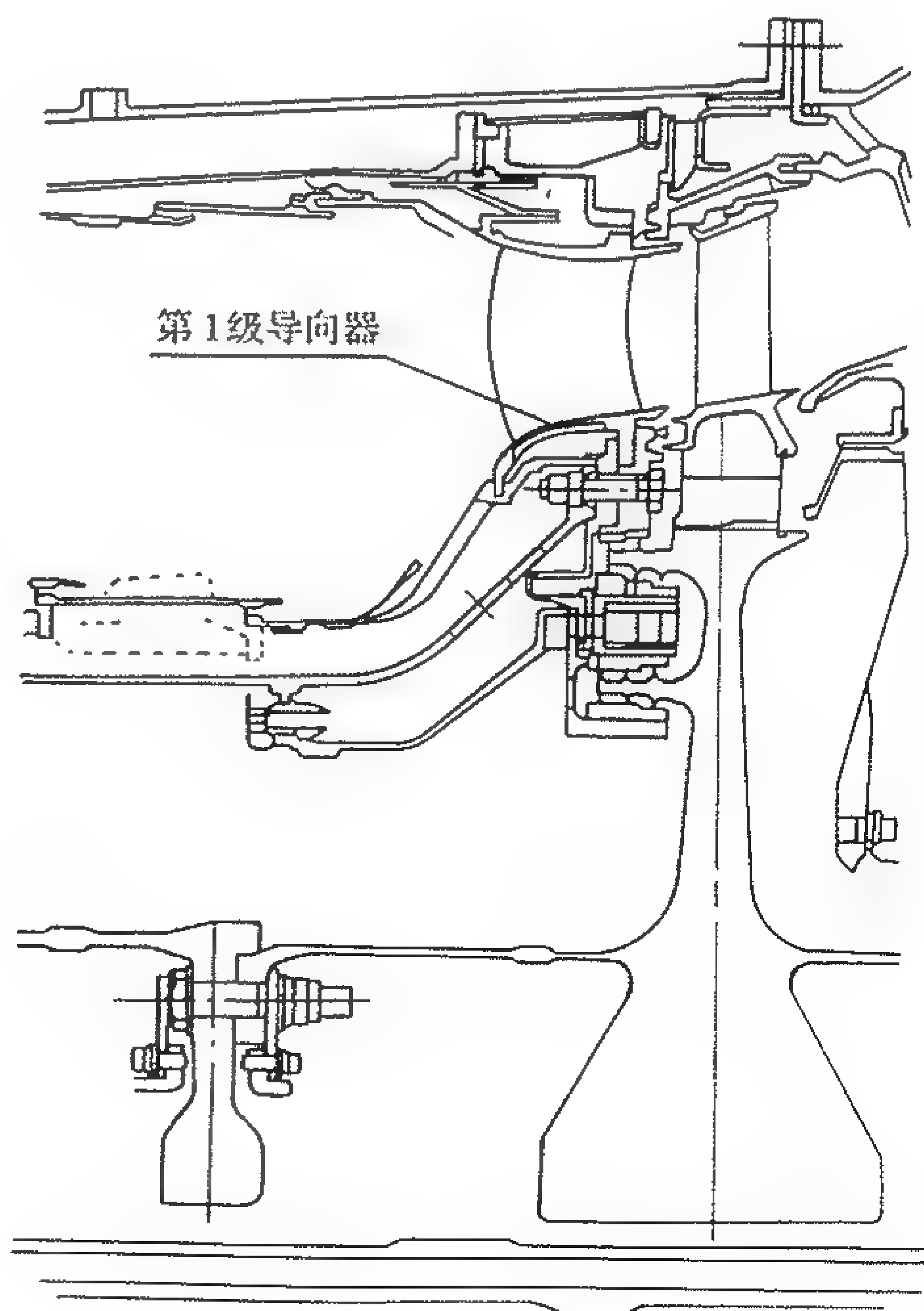


图 11－3　RB211 高压涡轮第 1 级导向器

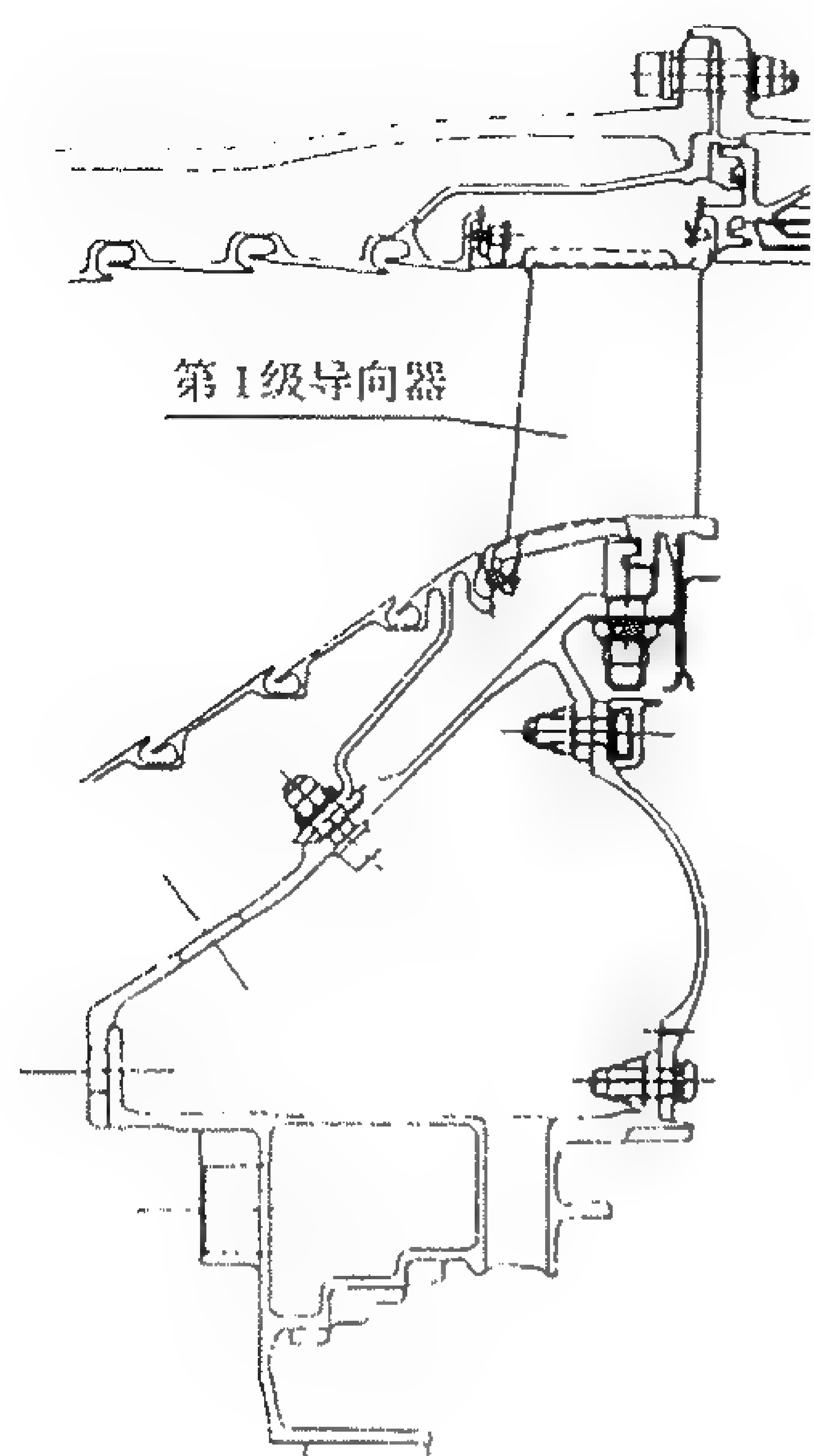


图 11－4　CF6－80 高压涡轮第 1 级导向器

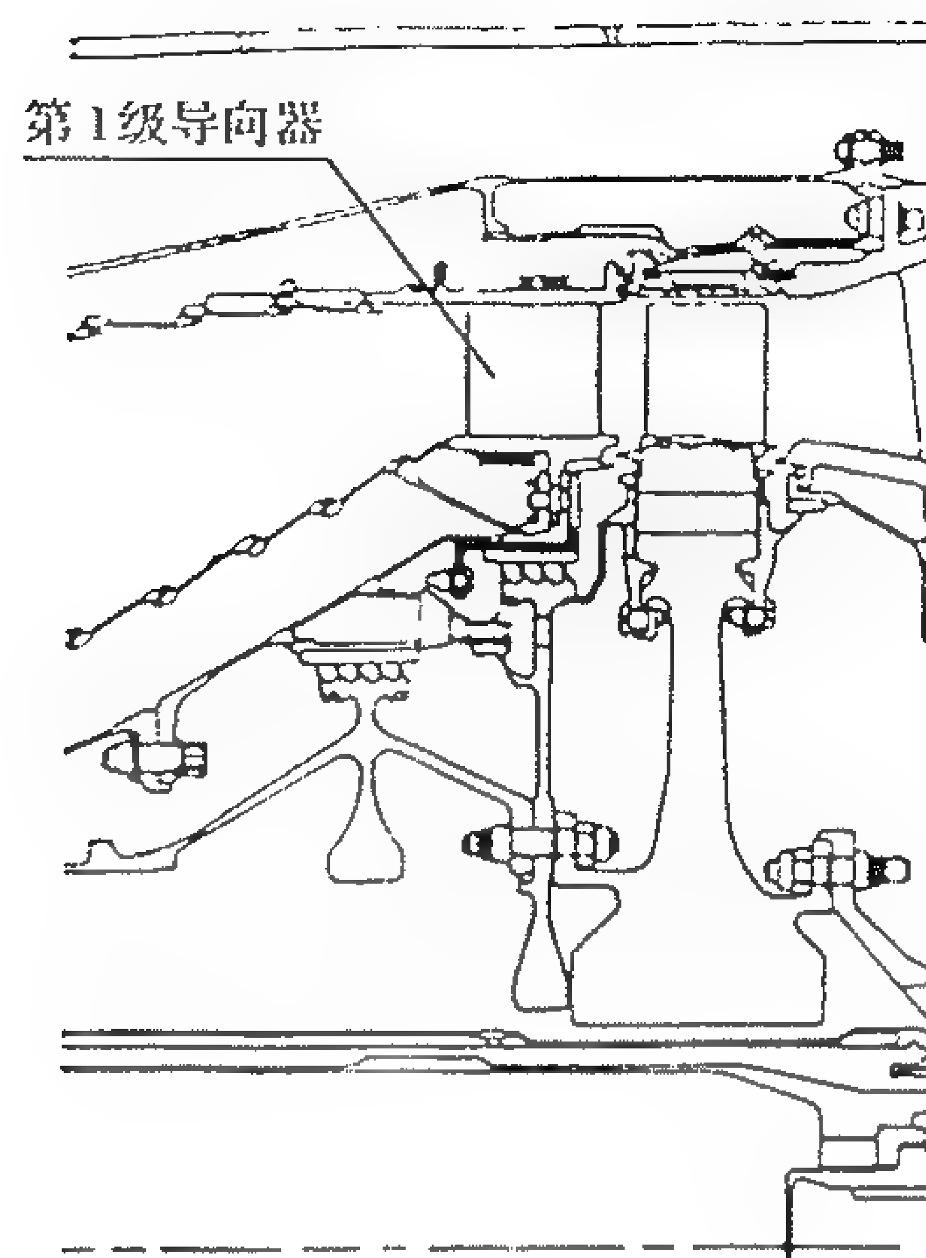


图 11－5　F404 高压涡轮第 1 级导向器

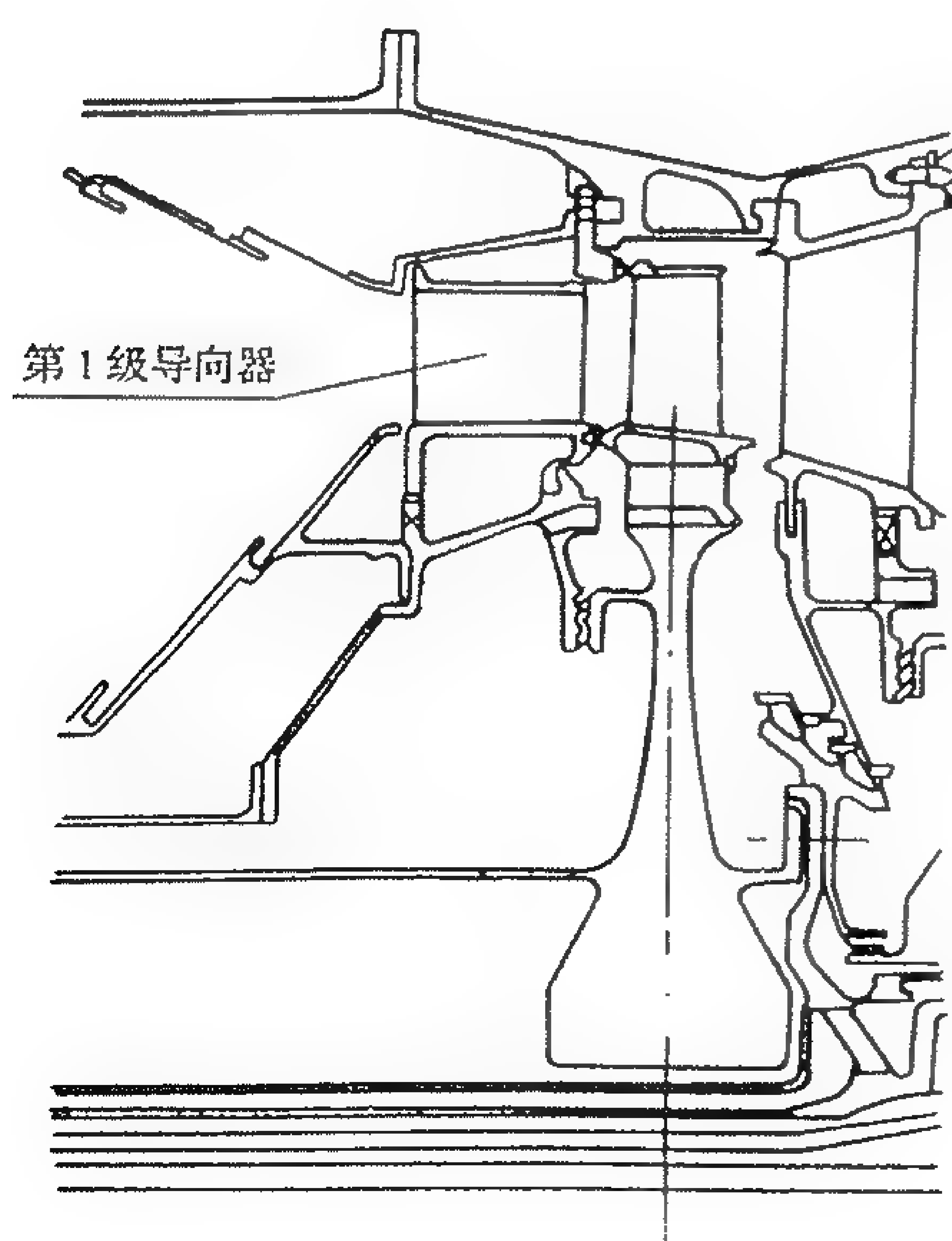


图 11－6　RB199 高压涡轮第 1 级导向器

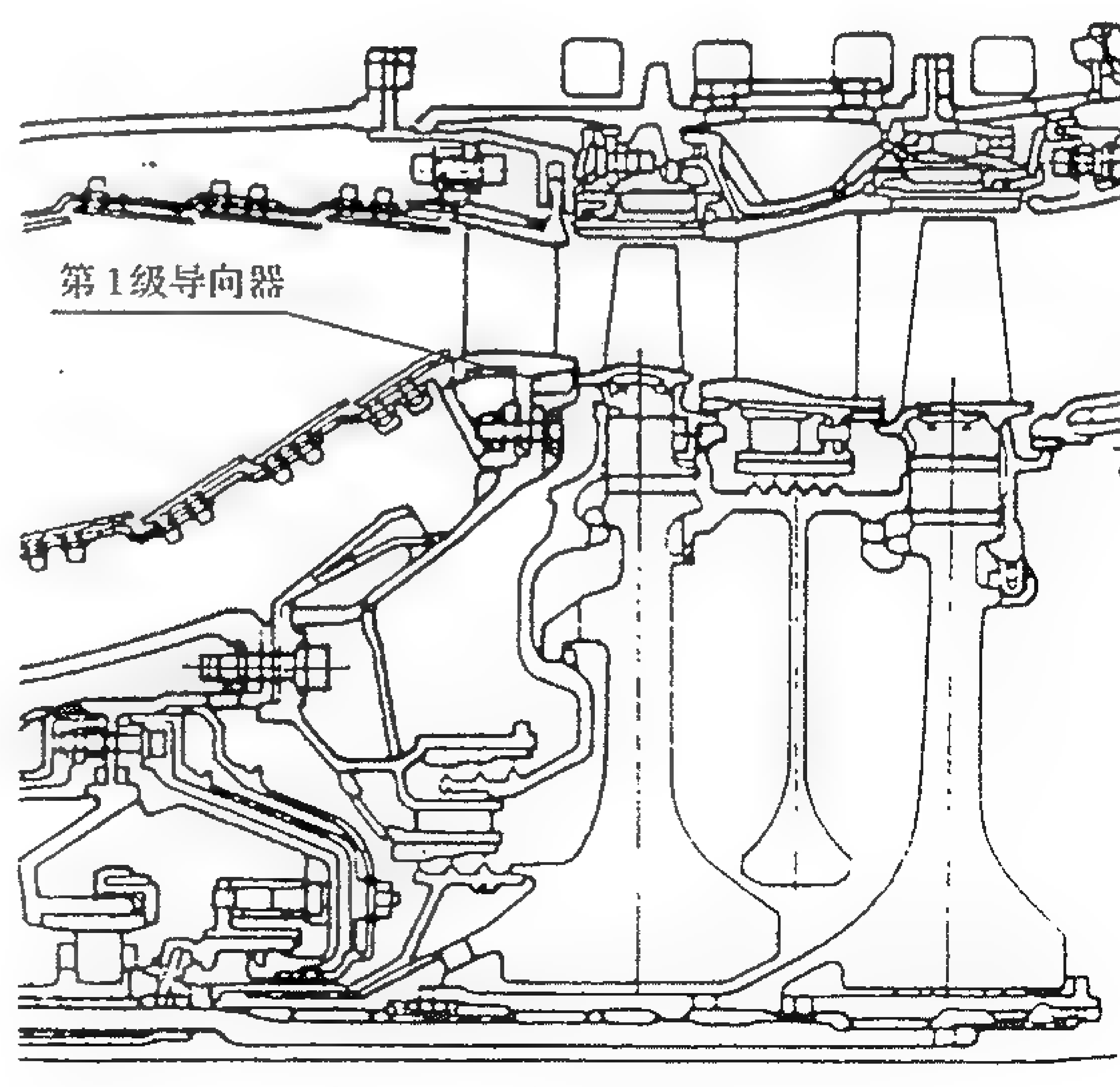


图 11－7　V2500 高压涡轮第 1 级导向器

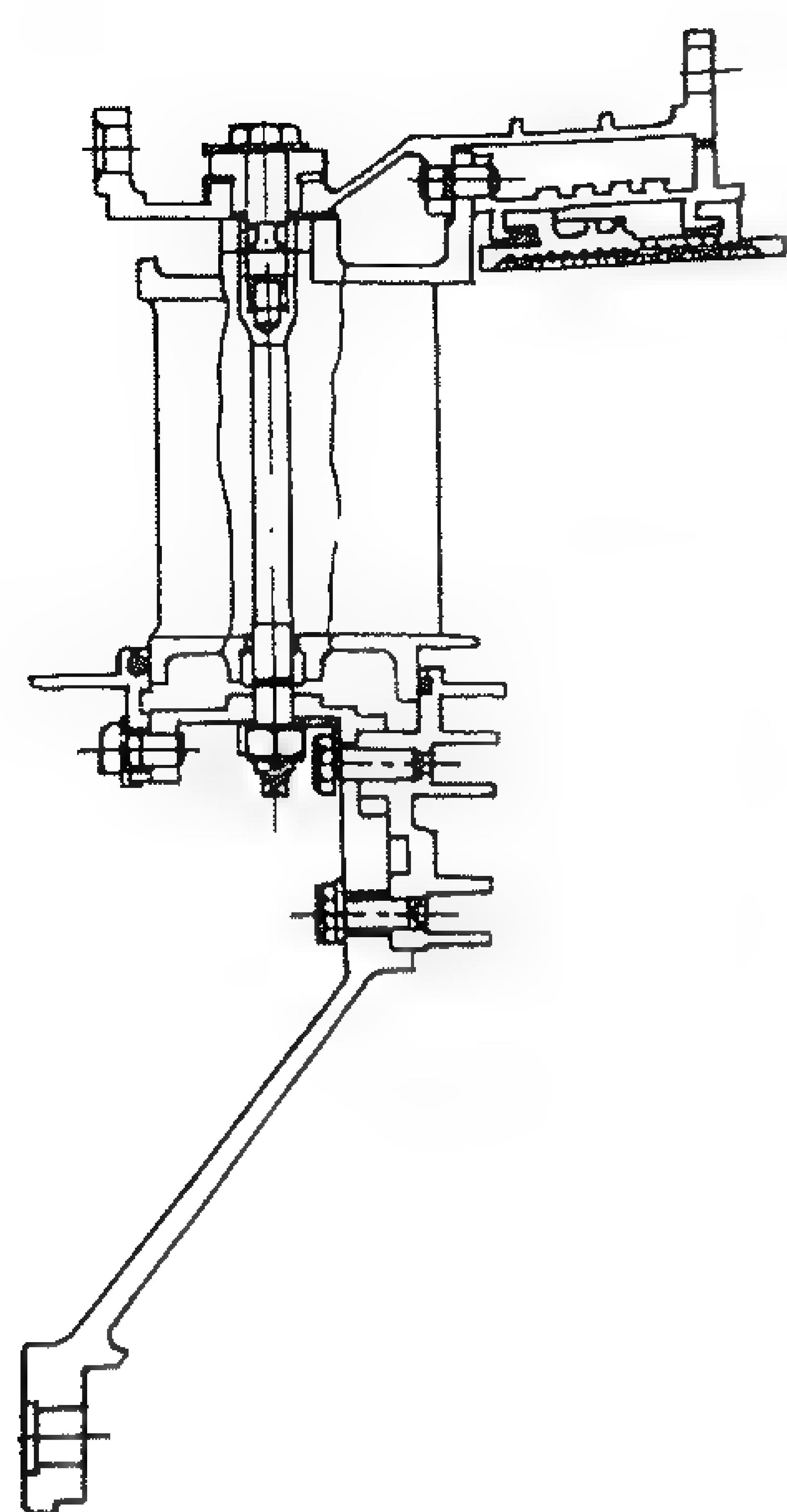


图 11－8　某型发动机高压涡轮第 1 级导向器

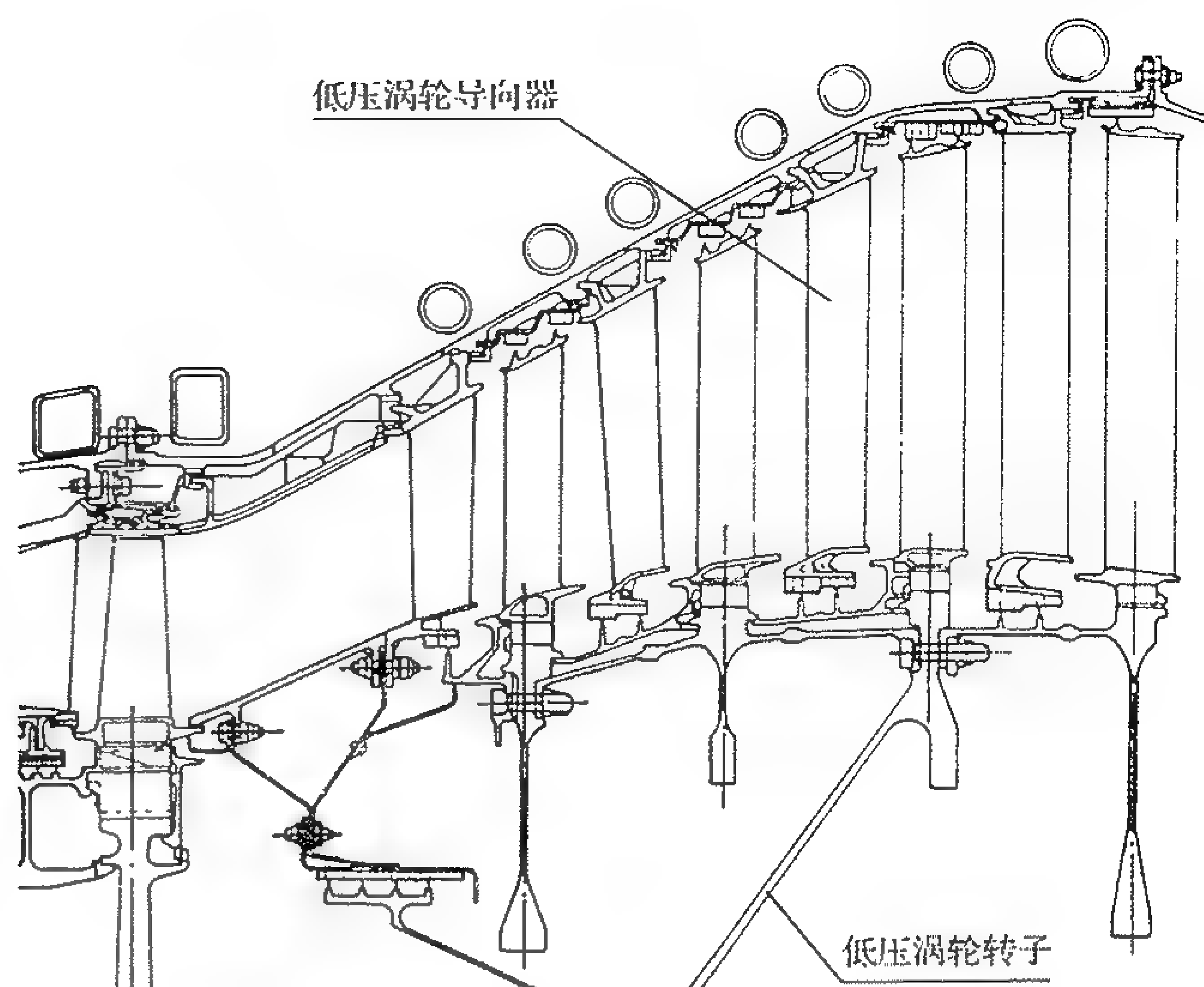


图 11－9　PW4000 低压涡轮导向器

第二类第 2 级以后非承力型导向器由于其内部必须给转子留出相应的空间，所以其结构形式只能做成悬臂式的，即上缘板与机匣相连，下缘板呈悬臂状，为了避免刚性太弱，一般下缘板都固定在一个完整的圆环上，但即使如此，越往后由于导叶身高加长，悬臂加长，所以导叶上缘板与机匣的连接必须坚固可靠。

图 11－9～11－15 示出了 PW4000，V2500，RB211，RB199 和 CF6－80，F404，FWPX 发动机的第 2 级后非承力形导向器的结构图。

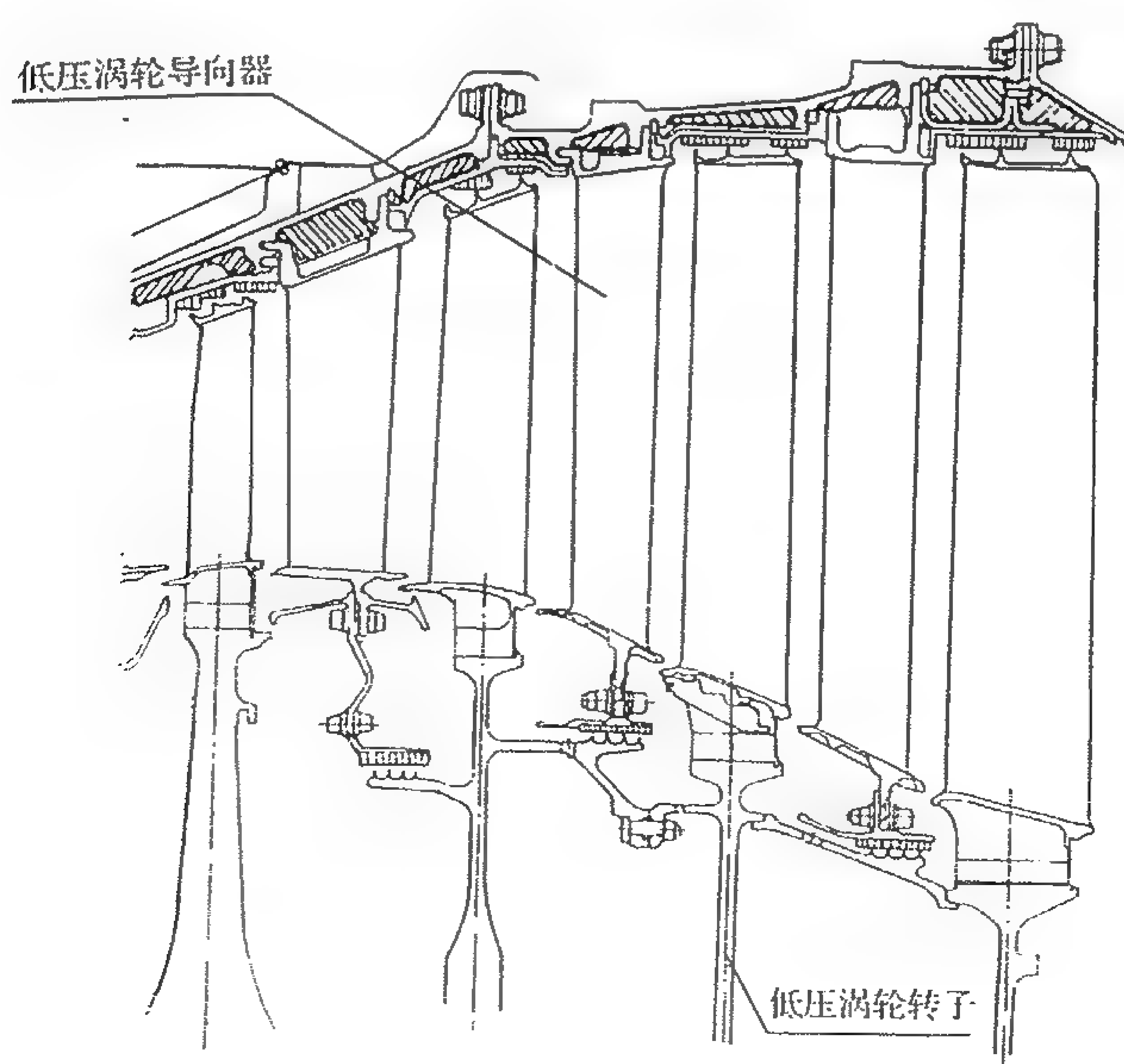


图 11－10　V2500 低压涡轮导向器

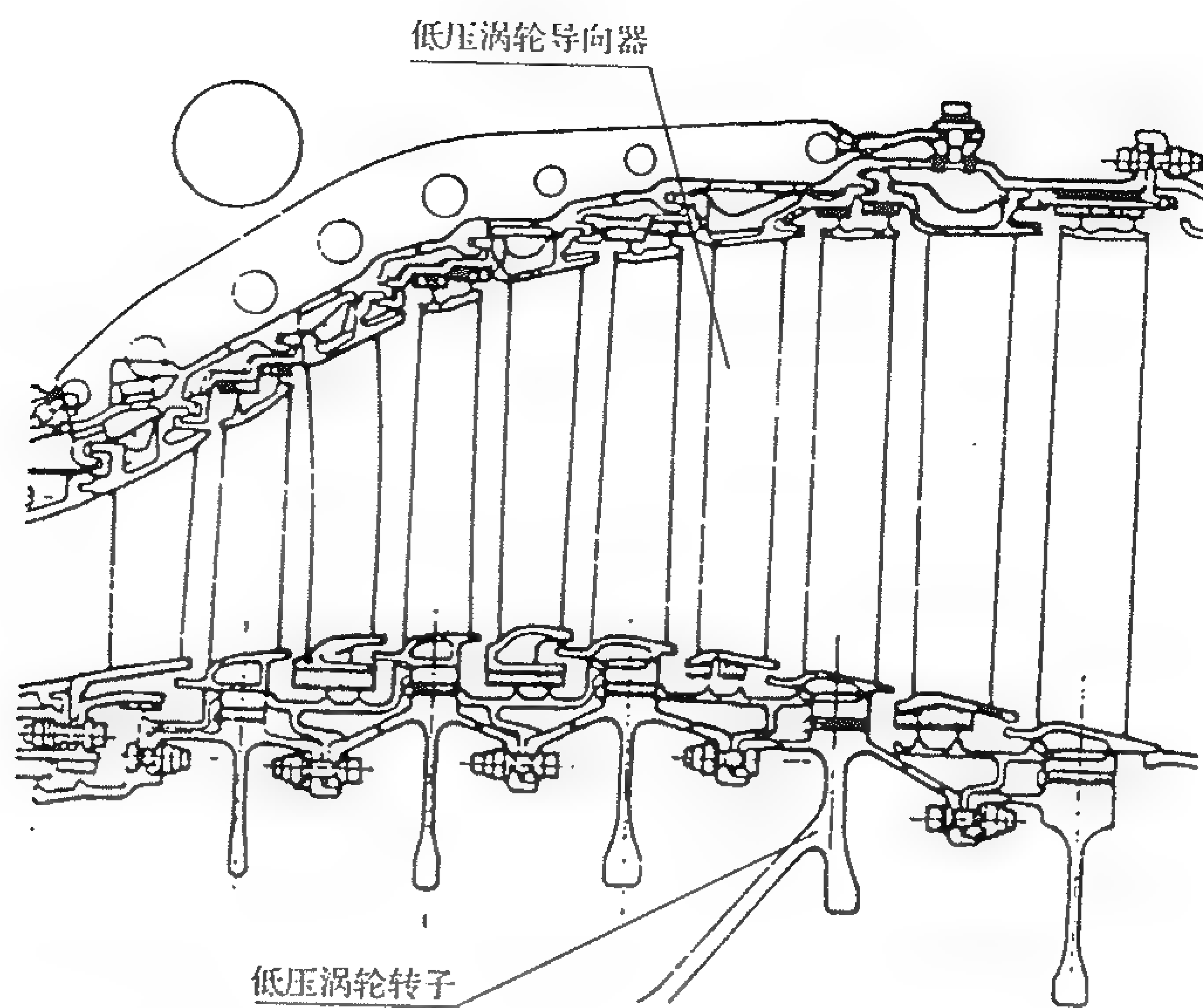


图 11－11　RB211 低压涡轮导向器

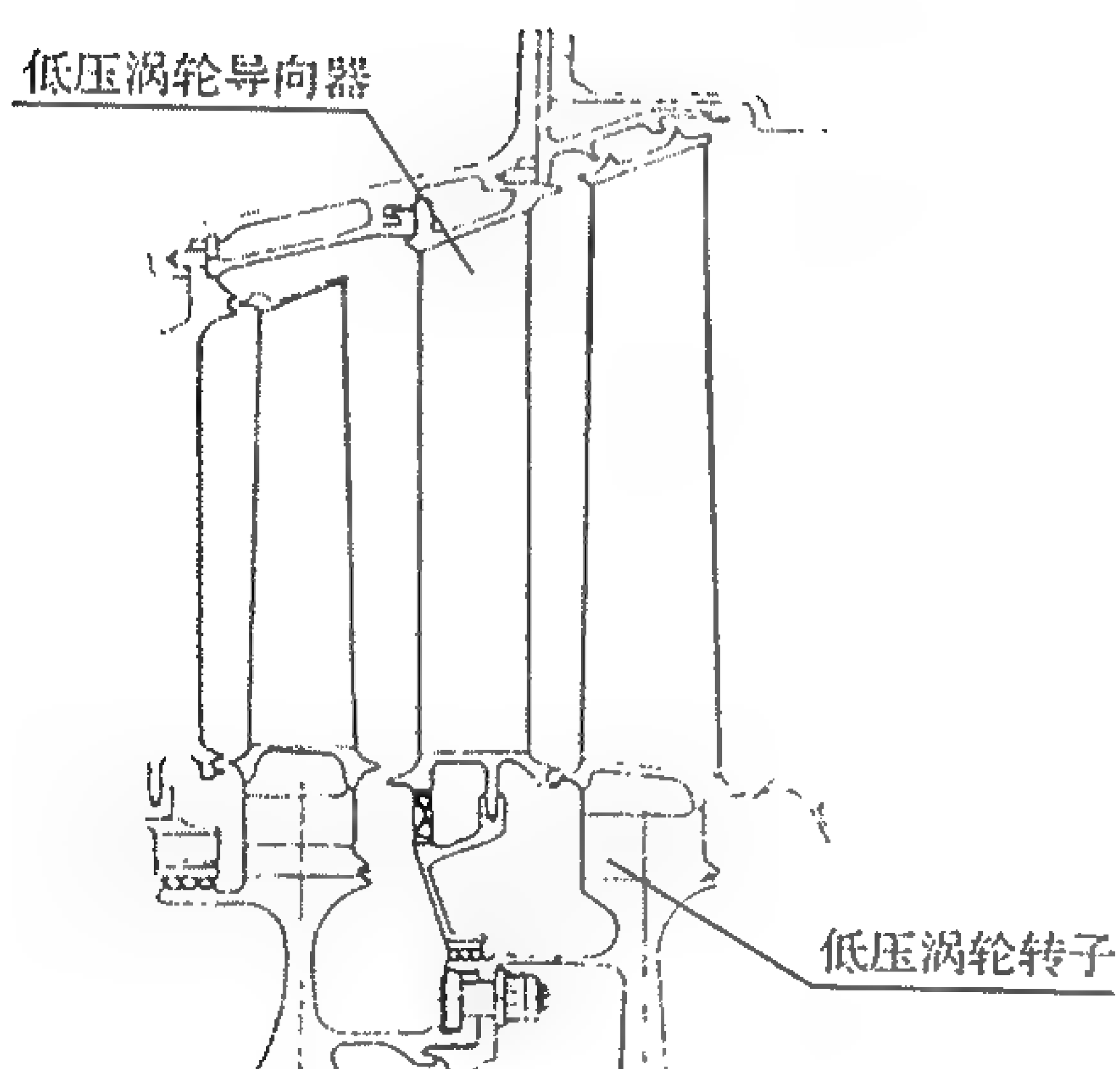
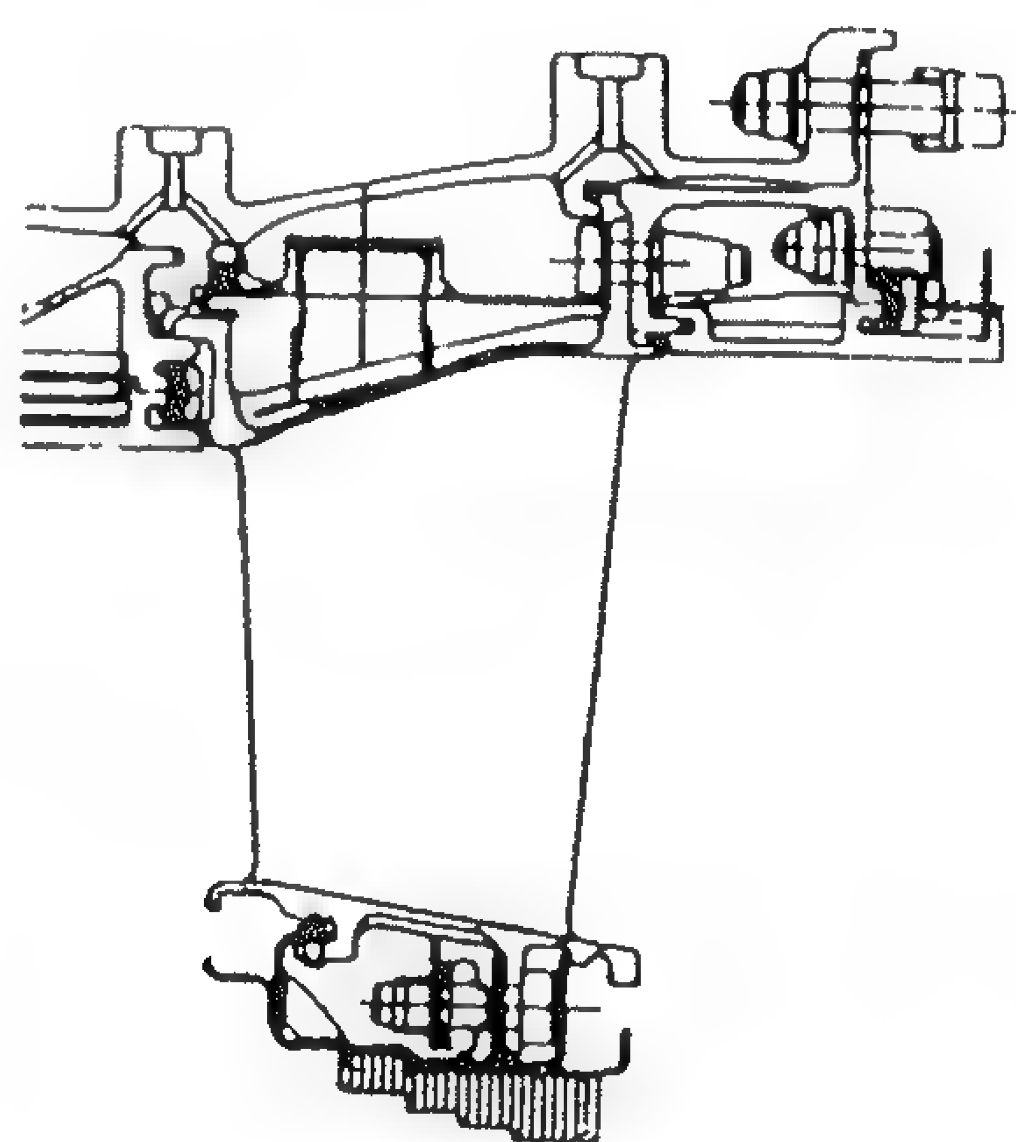


图 11－12　RB199 低压涡轮导向器


图 11－13　CF6－80 低压涡轮导向器

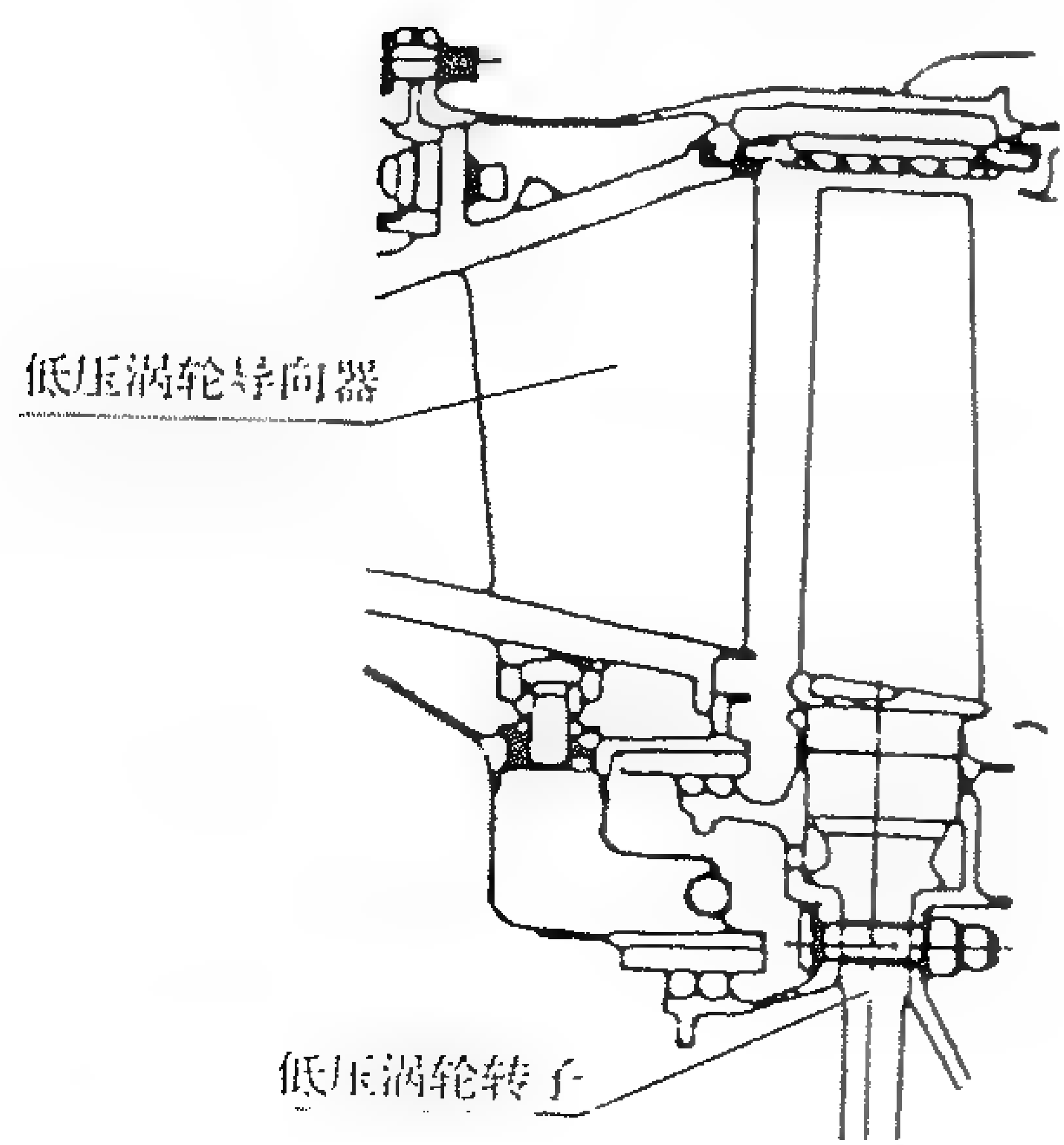
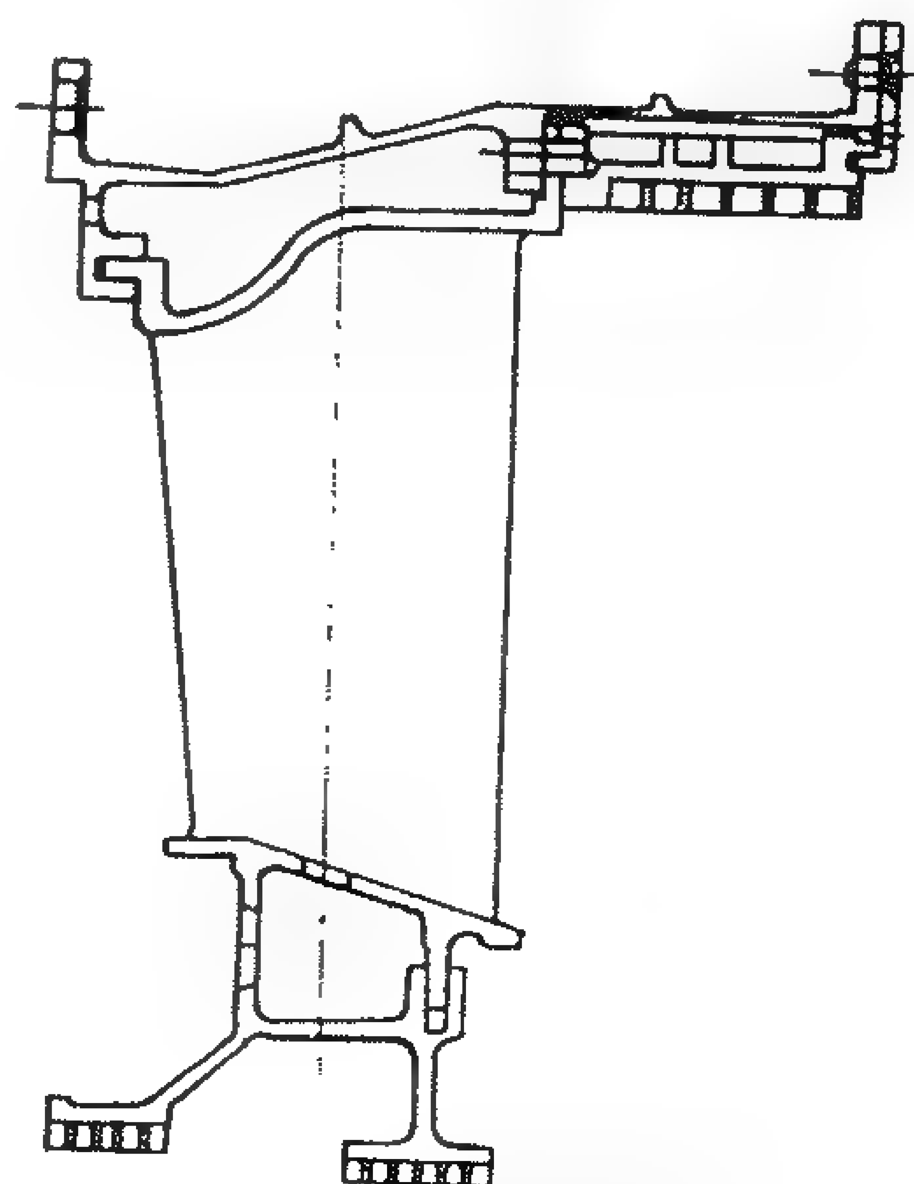


图 11－14　F404 低压涡轮导向器


图 11－15　某型发动机低压涡轮导向器

由上图可见导向叶片与机匣的连接主要有如下几种型式：
沟槽挡环形，如图 11－16 所示；
沟槽销子形，如图 11－17 所示；
双沟槽形，如图 11－18 所示。

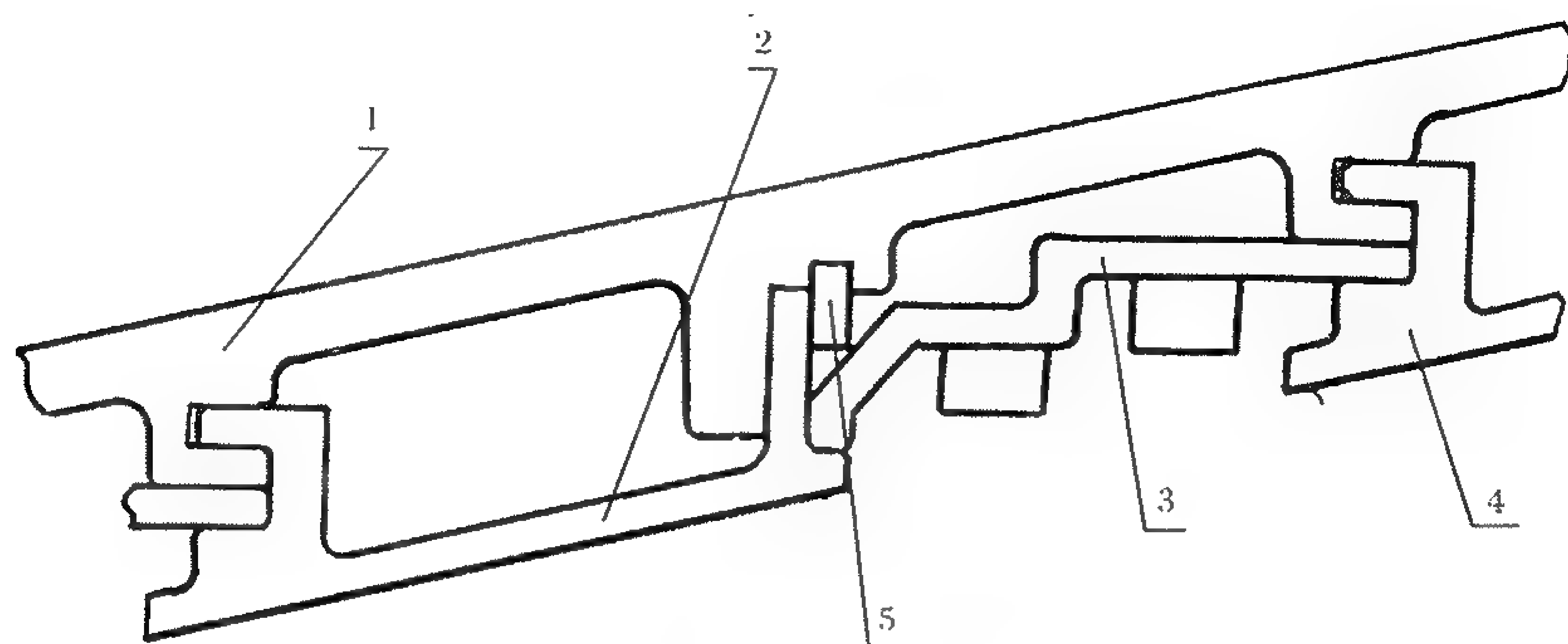


图 11－16　沟槽挡环形示意图
1—涡轮机匣；2—导向叶片；3—涡轮外环；4—导向叶片；5—档环

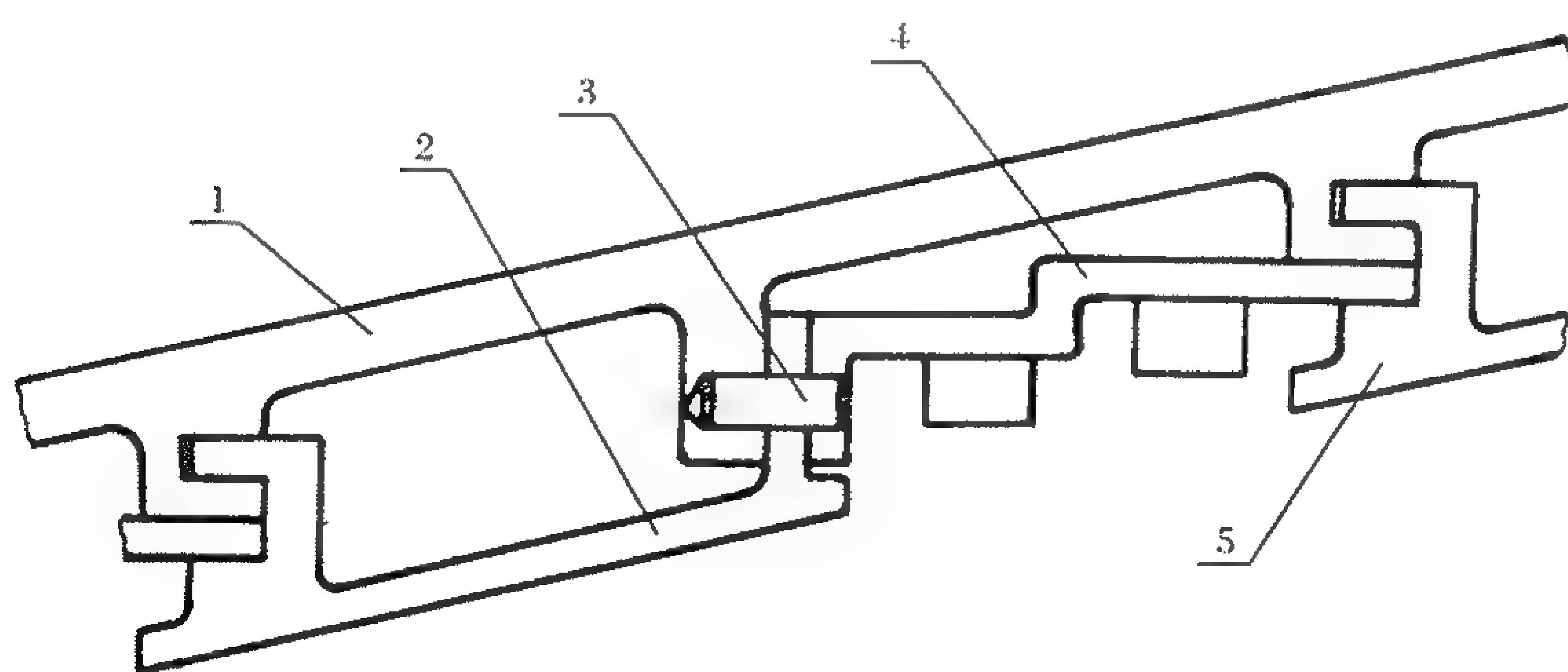


图 11－17　沟槽销子形示意图
1—涡轮机匣；2—导向叶片；3—销子；4—涡轮外环；5—导向叶片

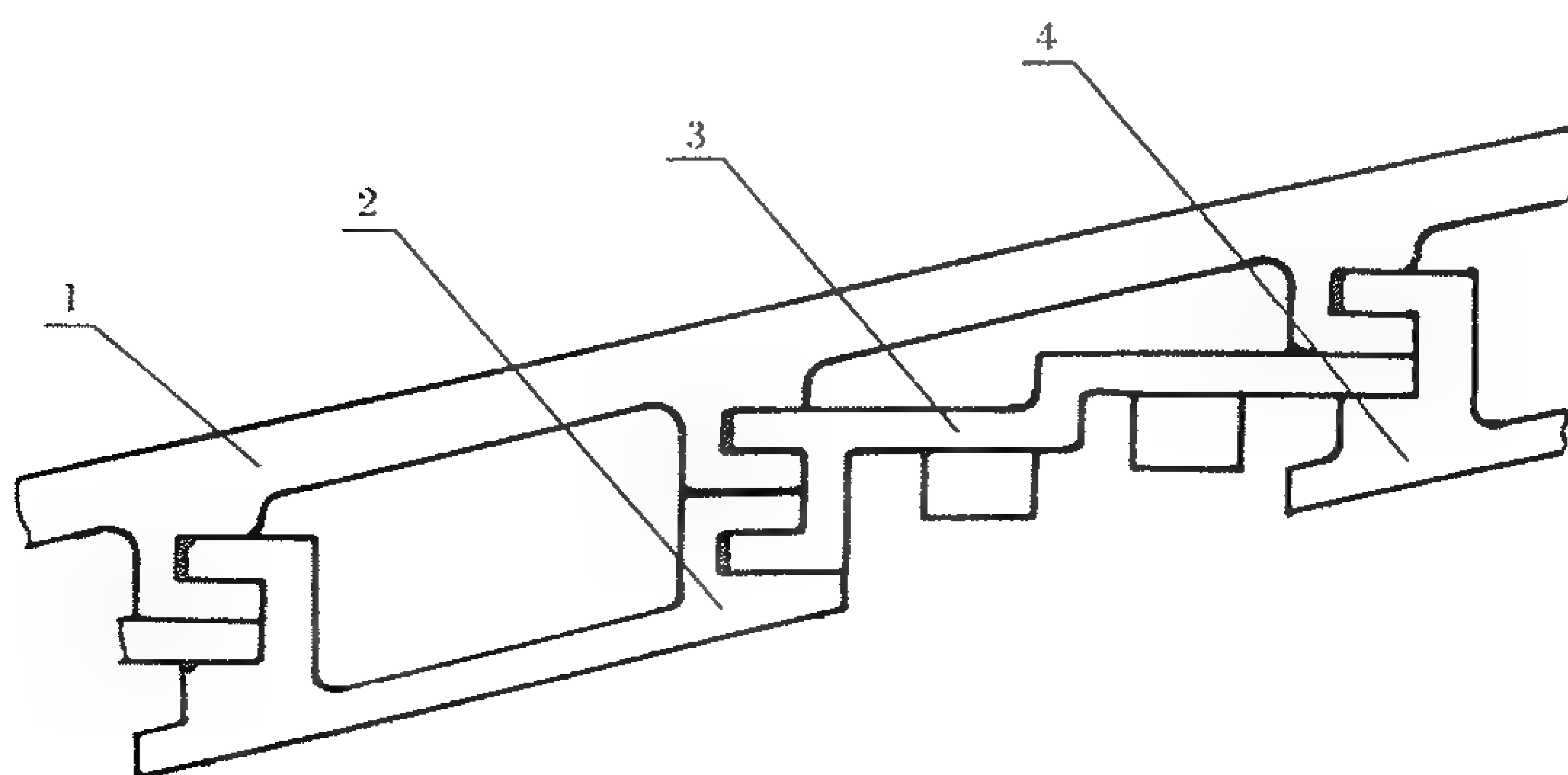


图 11－18　双沟槽形示意图
1—涡轮机匣；2—导向叶片；3—涡轮外环；4—导向叶片

第一种形式叶片轴向用挡环定位，径向前缘用沟槽定位，后缘靠气动力矩把后上缘板压在机匣上；第2、第3种形式导叶径向由沟槽和销子或者双沟槽定位，轴向定位不断后移，最终靠机匣安装边定位。

第三类承力形导向器一般要求刚性很强，既要能把转子的径向载荷传出去，也不能有大的径向变形，因为静子的径向变形对涡轮叶尖间隙影响很大，因而对涡轮效率影响很大。而叶片本身热应力很大，热变形也很大，从导叶的寿命来分析也不允许叶身再承担额外的载荷，所以凡是承力形导向器使用的都是空心叶片，转子的径向载荷通过叶型内部的拉杆或者其他承力机构传出，与叶型本身无关，而导叶能自由地在径向和轴向热膨胀。

图11－19、图11－20、图11－8分别表示了RB211，RB199，FWPX发动机的承力涡轮导向器结构。

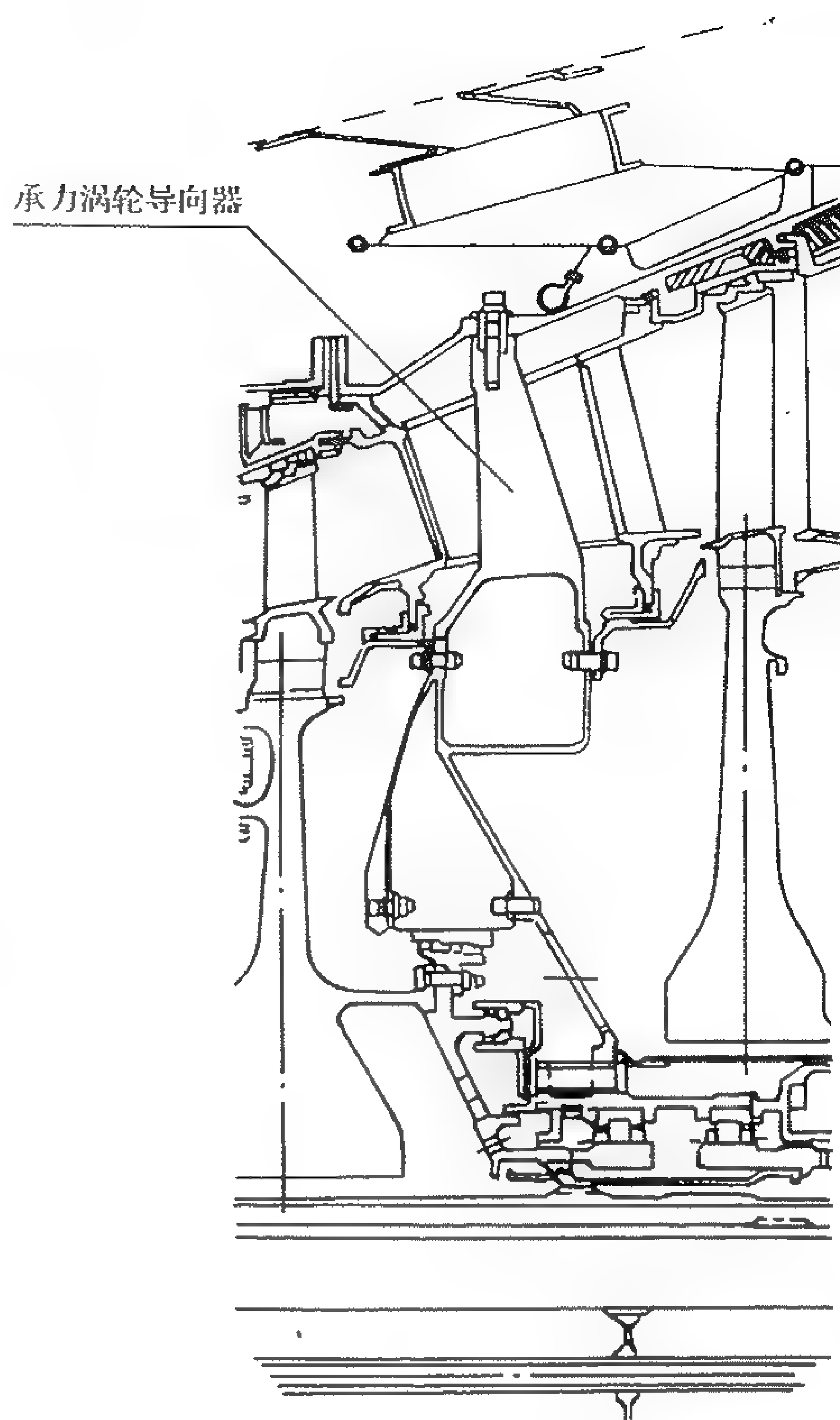


图11－19 RB211承力涡轮导向器

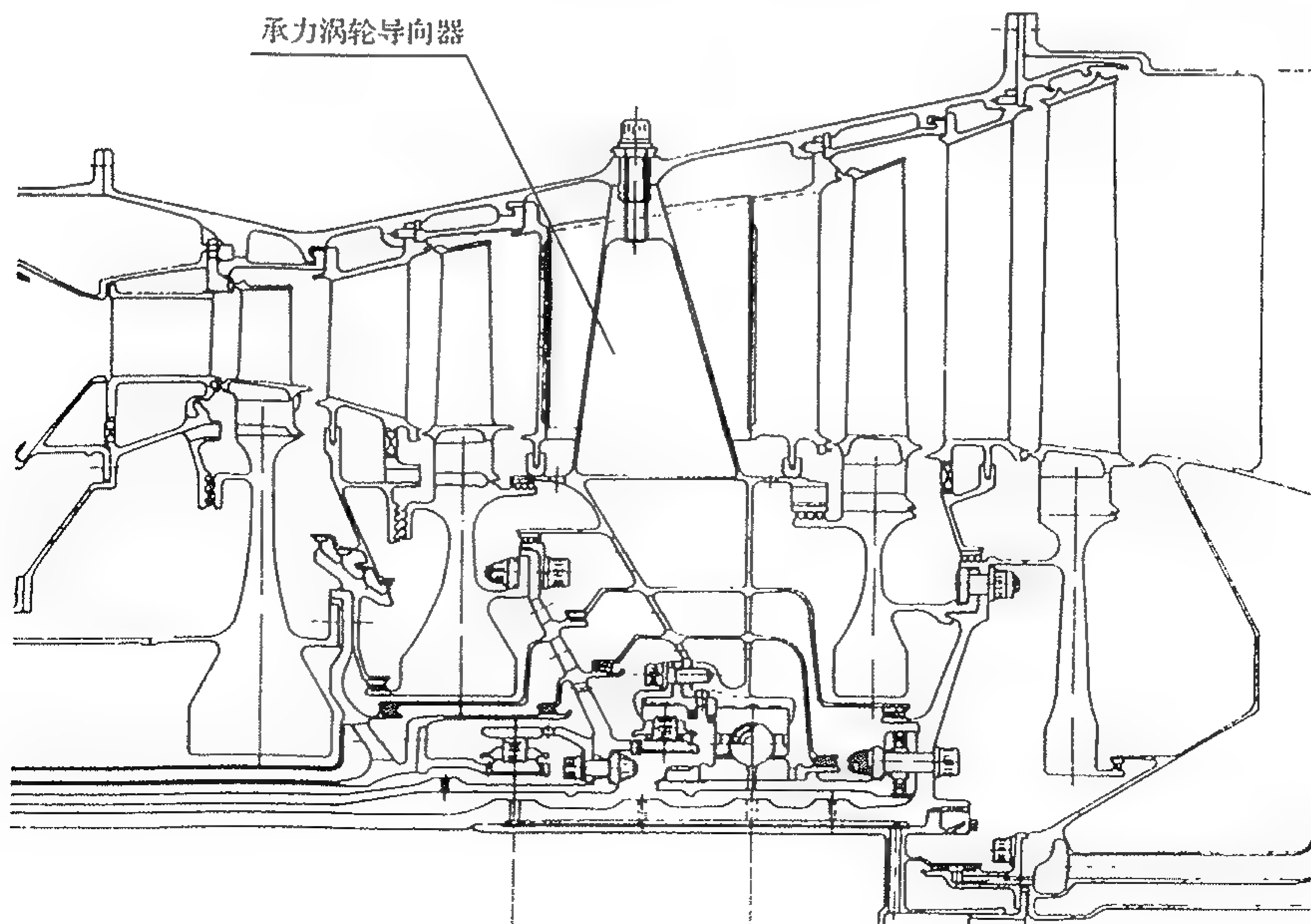


图11－20 RB199承力涡轮导向器

11.1.3　导向器排气面积的测量和调整

导向器排气面积对整台发动机性能非常重要，特别是高压导向器面积，高压涡轮导向器是发动机的喉部，其面积的大小直接影响着发动机流量、推力和高压裕度等性能指标，低压涡轮导向器面积的大小对发动机转差及涡轮后温度影响很大，所以导向器排气面积必须测量准确，并且必须是可以调整的。

导向器面积的测量现在常用的有两种方法，一是用专用仪表手工测量导向器每个窗口的有关喉部尺寸，然后再用公式计算整个导向器的面积；二是通过专用设备测量一定时间内流过导向器的水流数量来计算导向器的面积。

第 1 种方法称为机械法，第 2 种方法称为水流法。

机械法的计算公式说明如下：某个被测窗口喉部形状如图 11－21 所示，用专用测具测量 $I-I$ 截面和 $V-V$ 截面的喉部尺寸 l_I 和 l_V，并测量这两个尺寸中点连线与上下缘板交点处对应的高度尺寸 H，用公式 $S=H(l_I+l_V)/2$ 近似表示该窗口的面积，用同样的方法测量并计算所有窗口的面积，然后简单相加即得到整个导向器的面积。

对弯扭叶片而言，为了提高测量精度，沿叶高需要增加多个被测截面，然后取其算术平均值，计算公式为 $S=H\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}l_i$。

该方法的优点是设备简单，一次性投资费用较低，测量精度尚可保证（但必须是专人测量）。缺点是工作量大，不适合大批量生产，测量精度有待于进一步提高。

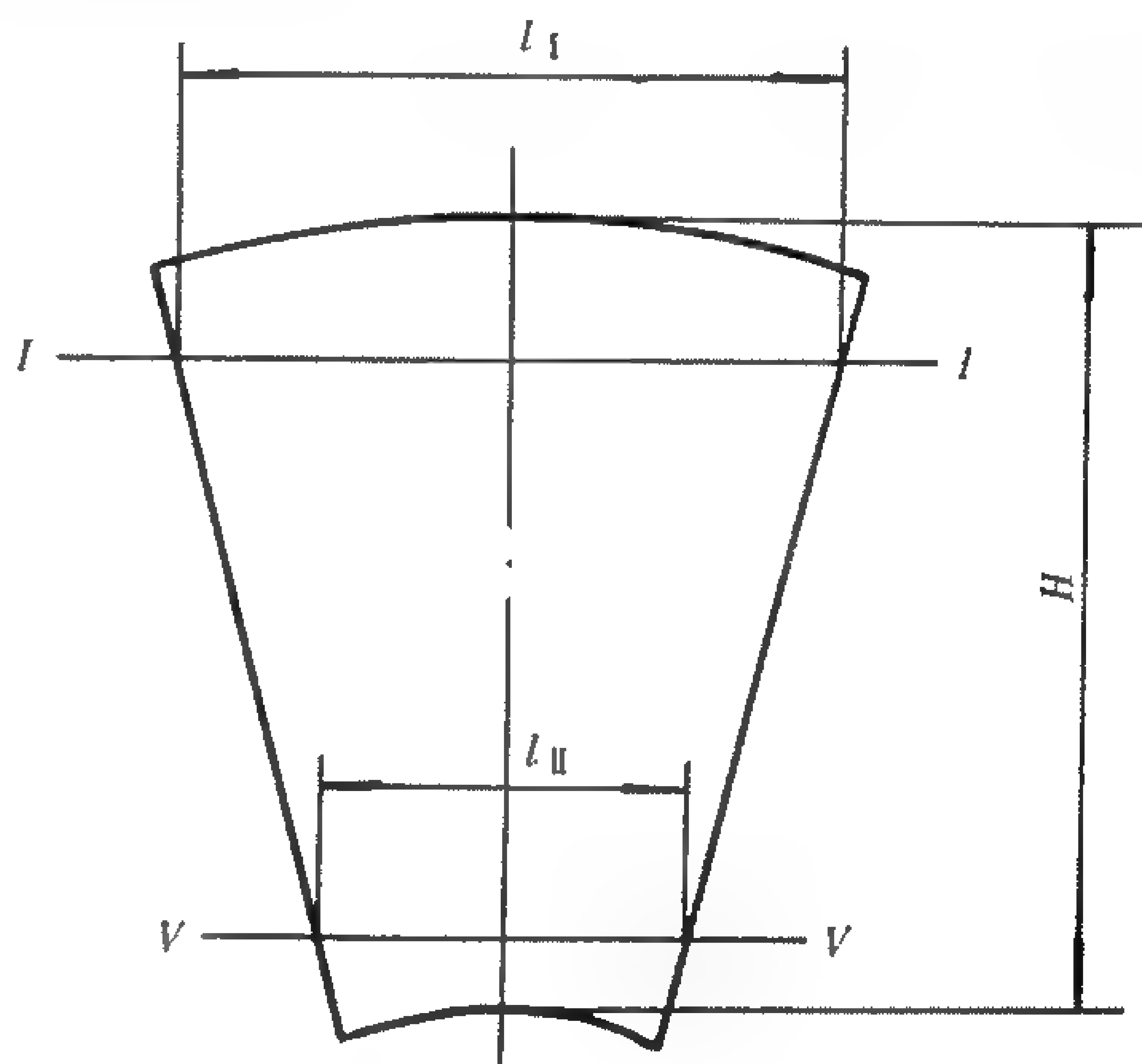


图 11－21　导向器面积测量示意图

水流法的计算公式 $A=V/vt$

式中：A——导向器面积，m^2；

V——一定时间流过的体积，m^3；

v——流速，m/s；

t——时间，s。

V,v,t 三个参数均为测量值，A 为计算值。由于精度的要求，水流法的测试条件十分苛刻，水质、水温、水在储箱内停留的时间以及水的循环利用均有十分严格的要求。水质必须统一规定，如纯净度、气体含量甚至 pH 值都有要求，水在储箱内停留时间的长短会影响水的粘度，对流速有影响。

实际测量时要测量某一时间间隔 Δt 内的各个不同的 $v_1,v_2,v_3,\cdots,v_n$ 然后求出它们的平均值 $\overline{V}=(v_1+v_2+v_3+\cdots\cdots+v_n)/n$ 与总时间 $t=n\Delta t$ 之积作为计算公式的分母。

水流法的优点是测量精度高、测量时间短、工作量小，适合于大批量测量。缺点是价格高、占地面积大、一次性投入较多。

航空发动机在研制过程中由于性能计算的某种不确定性（如计算模型的简化、计算本身的误差等）和加工装配过程中的误差必然造成导向器面积首次装配要求与实际试车过程中需要的面积有差距，这就要求导向器面积必须设计得可调整以满足总体性能的要求。

涡轮导向器面积调整常用的方法是在研制阶段设计制造三种不同面积的导向叶片，中面积的叶片满足设计点的要求，偏大和偏小面积的叶片则用于实际试车过程中满足转差和性能

提出的修改要求。

一般用改变叶型安装角的方法来改变导叶的面积。由于涡轮导向叶片对进气攻角的变化不是十分敏感，所以可作一定程度的调整，调整范围为 ±1°～±2°，大中小面积的叶片共用同一种毛料，由工夹具来保证叶身与缘板之间的角度关系。

在发动机生产、装配工艺和发动机的工作范围稳定后，就可以根据实际需要确定涡轮导向器面积，以后就可以固定在某个面积上。

对临时性的、调整量很小的改变面积的要求还有两种方法可供选择。一是在叶身表面喷涂一定厚度的陶瓷涂层；二是导向叶片尾缘做适当的削边。陶瓷涂层不宜太厚，否则容易掉块、剥落，其厚度 $\delta \leqslant 0.2$mm 为宜；而尾缘削边的长度不大，只能作为一种微调。

11.2　涡轮机匣

11.2.1　涡轮机匣的设计特点及要求

涡轮机匣要承受较高的温度、内压并且要传递发动机的轴向力、扭矩和振动负荷。现代发动机的高推重比又要求机匣具有较轻的质量，所以涡轮机匣有一定的设计难度。

对涡轮机匣结构设计的基本要求是：

(1) 合理地选择高温材料，保证零件在高温下安全可靠地工作；

(2) 既要保证机匣具有足够的刚性，又要减轻机匣质量，并要便于与转子的装配；

(3) 要使机匣相互之间有很好的热定心功能，转、静子之间能保持良好的同心度。

11.2.2　涡轮机匣的结构形式

涡轮机匣在生产和使用中的突出问题是变形。为了解决这一问题，尽量将机匣做成整体的，即沿圆周方向不剖分，这样周向刚性比较均匀，但在多级涡轮中，只有转子是可拆的，机匣才能做成整体的，否则无法装配。可是带纵向安装边的机匣沿圆周刚性不均匀，受热和受力时变形也不均匀，容易出现椭圆度超差和翘曲变形。所以在转子为可拆式的多级涡轮中，有时为了装配方便，可将涡轮机匣沿轴向分成几段。这种整体式分段机匣装配方便，刚性均匀、工作时变形较小，但因多了安装边和连接螺栓，质量比不分段的整体机匣要大一些。在级数较多的涡轮中，有时为了解决装配问题，或便于外场检查维修，机匣也有加工成沿纵向分开的，如 CF6 的低压涡轮机匣。

以下是几种发动机的典型机匣结构图。

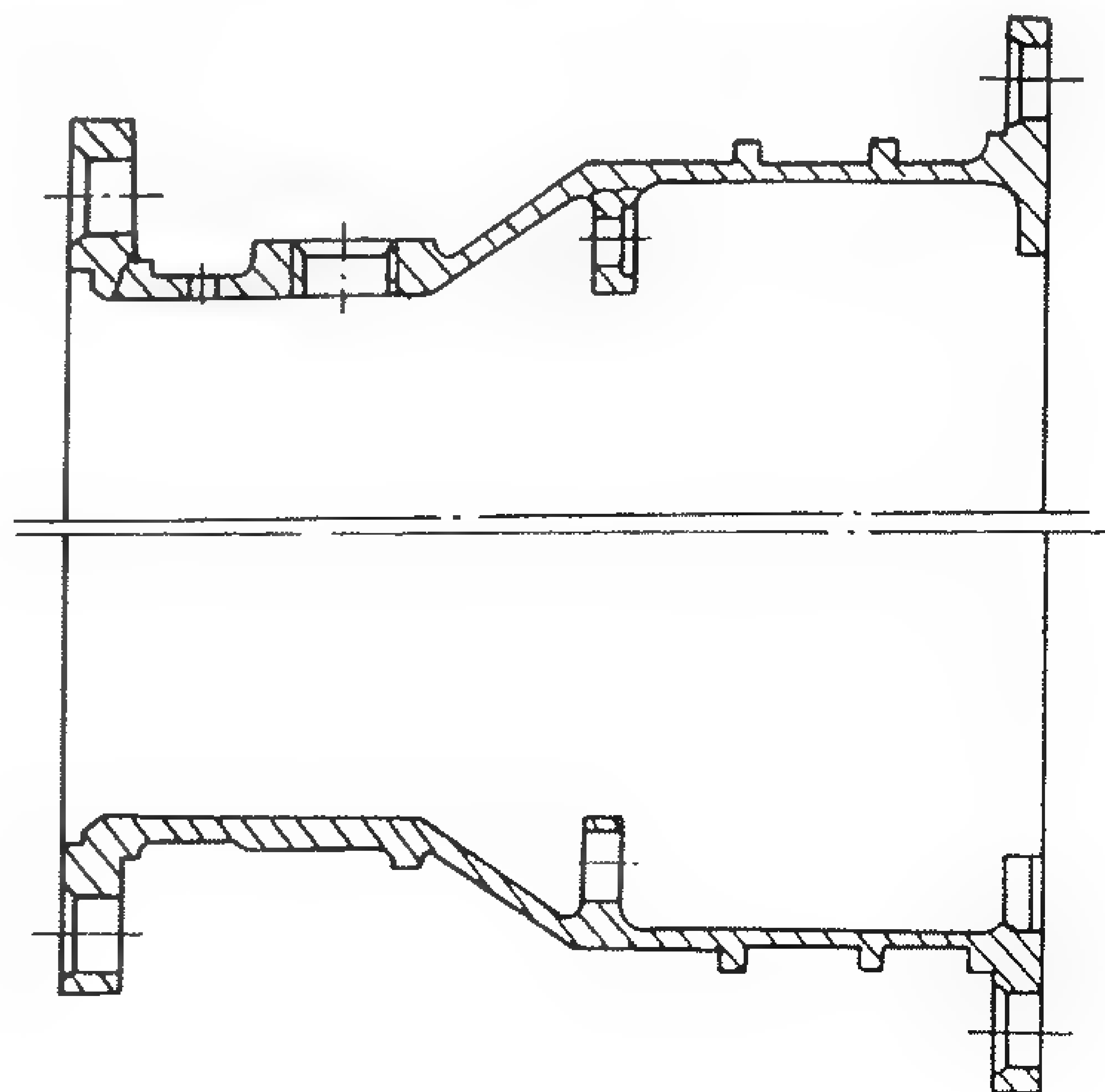


图 11－22　某型发动机高压涡轮机匣示意图

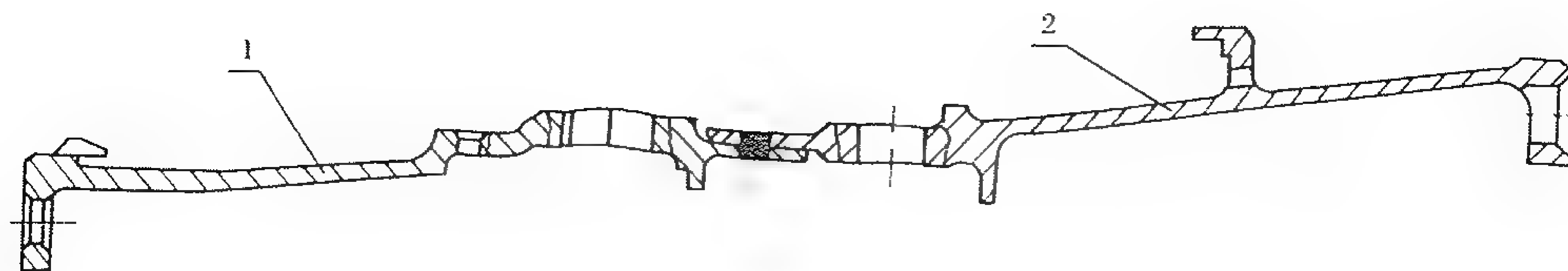


图 11－23　WP13 发动机高低压涡轮机匣示意图
1—高压涡轮机匣；2—低压涡轮机匣

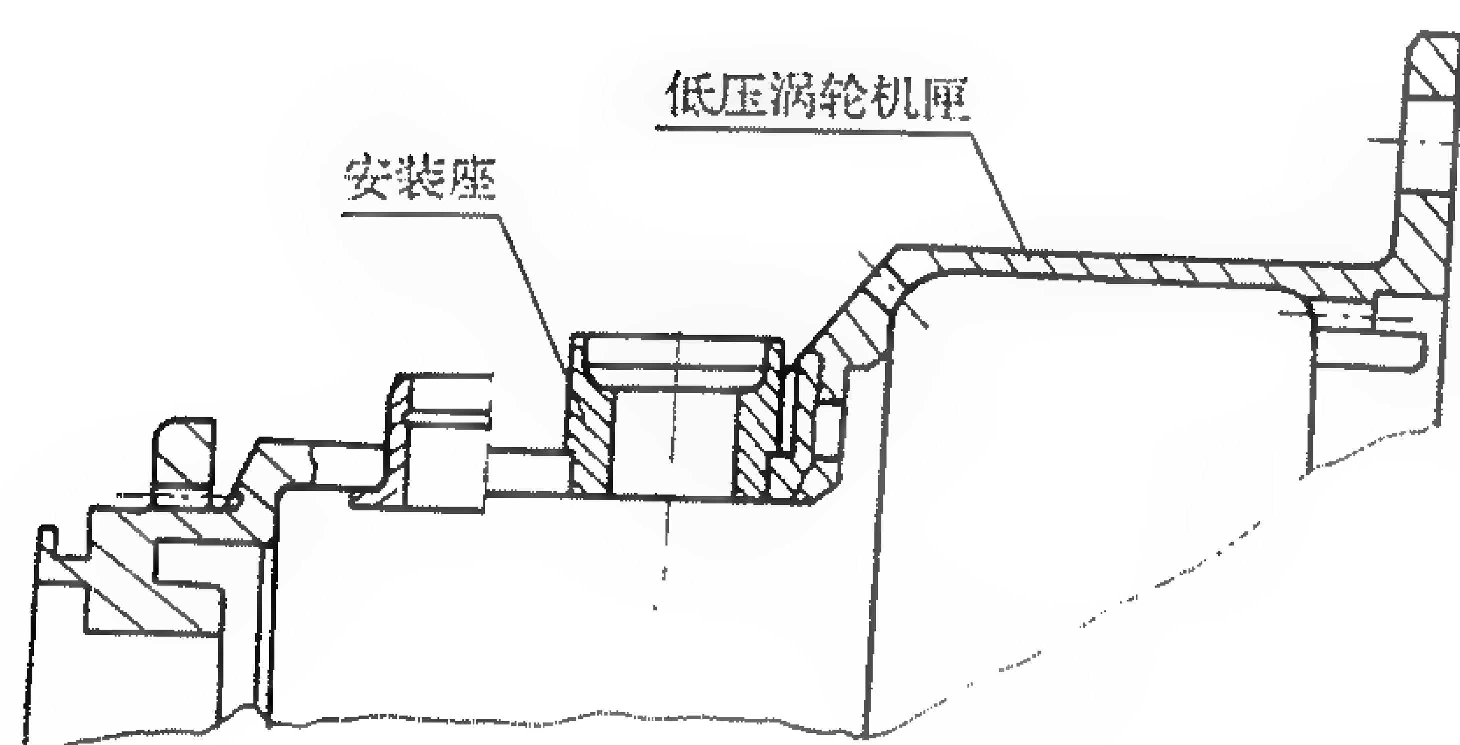


图 11－24　WP15 发动机低压涡轮机匣示意图

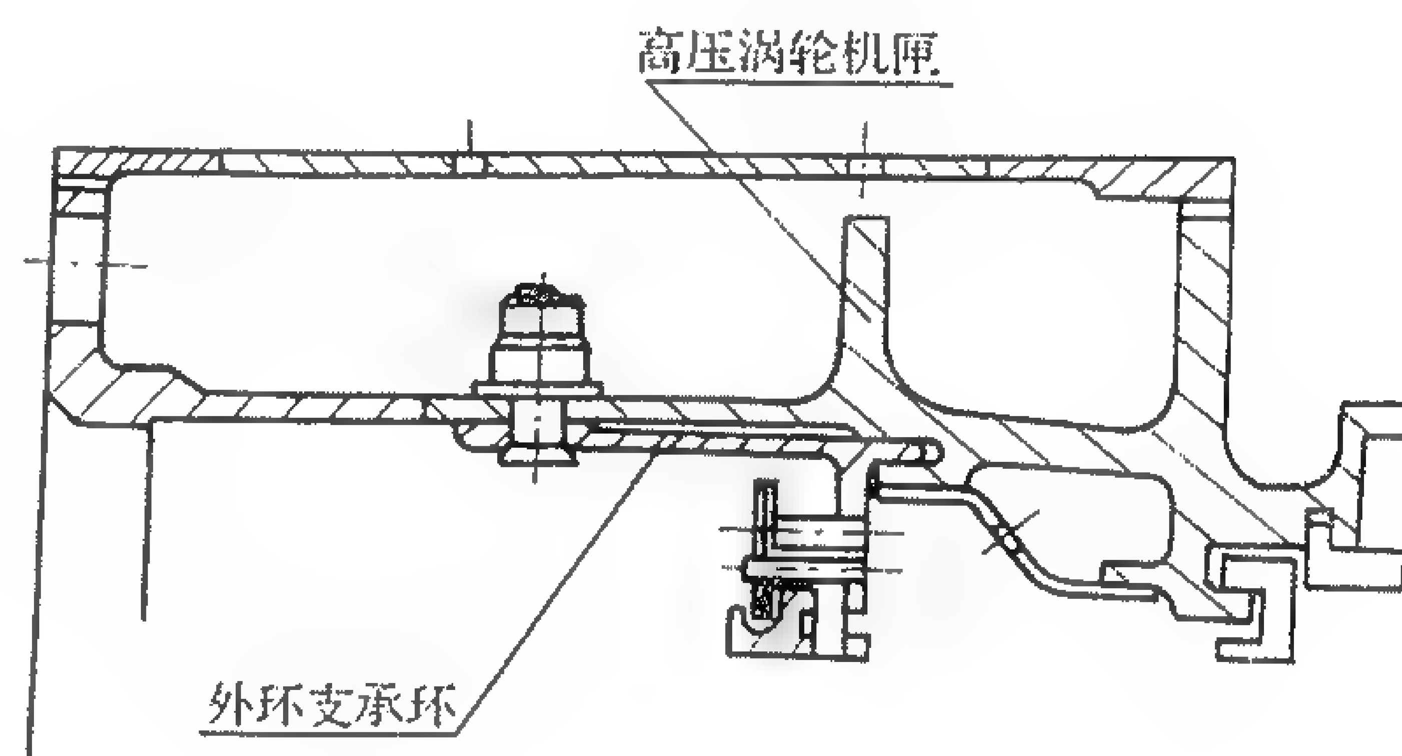


图 11－25　WP15 发动机高压涡轮机匣示意图

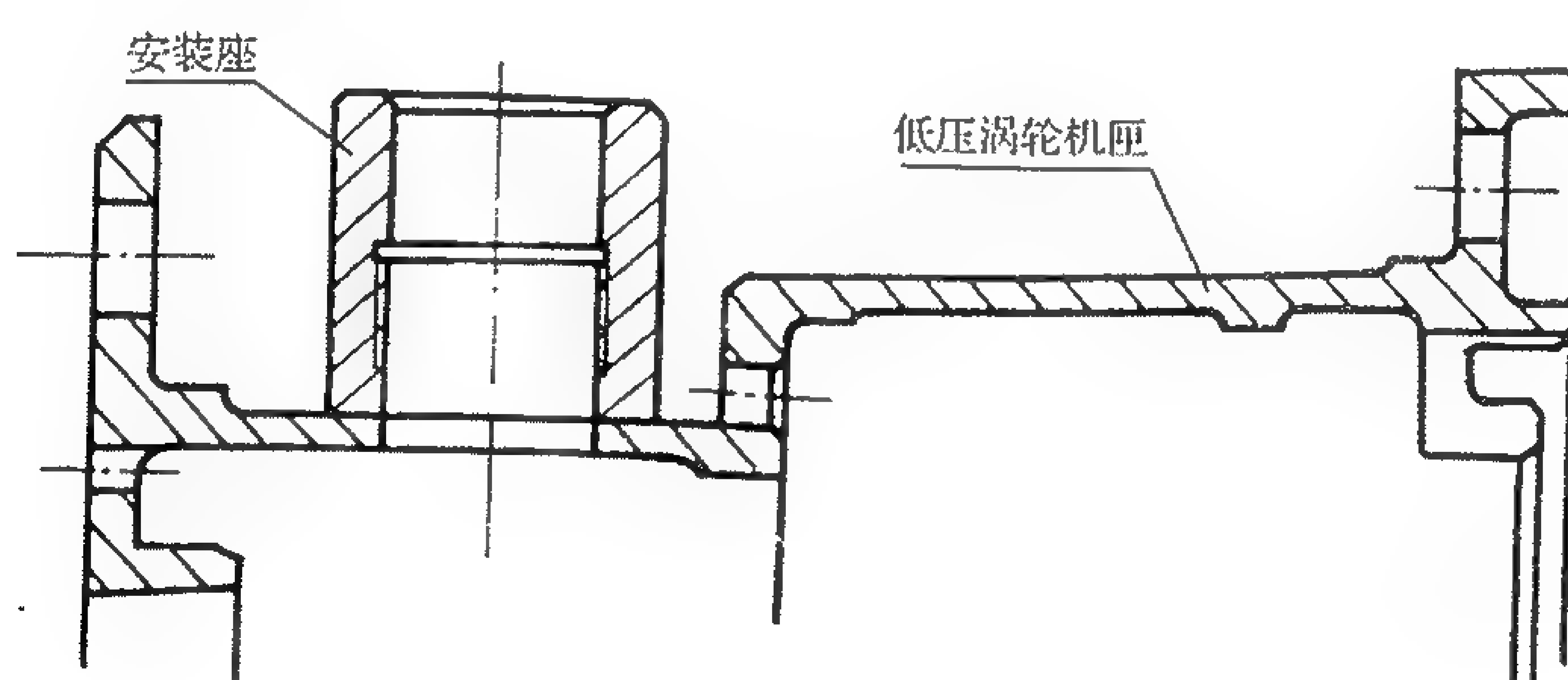


图 11－26　某型发动机低压涡轮机匣示意图

为了满足质量指标要求，提高发动机推重比，在机匣设计中需将其壁厚设计得很薄，同时为了静子安装需要，需在机匣上设计各种沟槽、孔、安装凸台和安装边等。这些都是机匣设计中的“危险”部位。在大载荷作用下，易在这些“危险”部位发生低循环疲劳，引起裂纹故障，设计时应在这些部位采取加强措施。

(1) 增大“危险”截面面积

如图 11－27、图 11－28。图 11－29 的结构形式要比图 11－27 要好些。

(2) 减少应力集中系数

如图 11－29 所示。

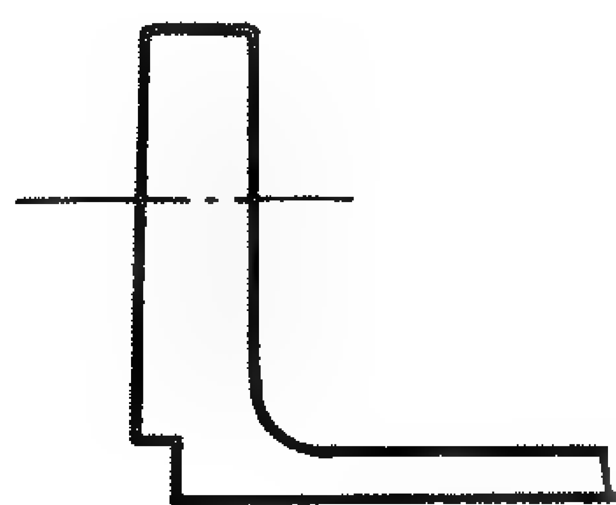


图 11－27　机匣安装边转接处为"危险"截面

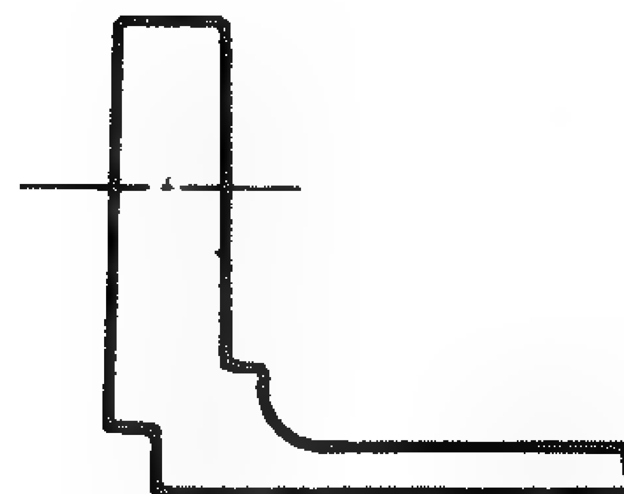


图 11－28　"危险"截面处加厚

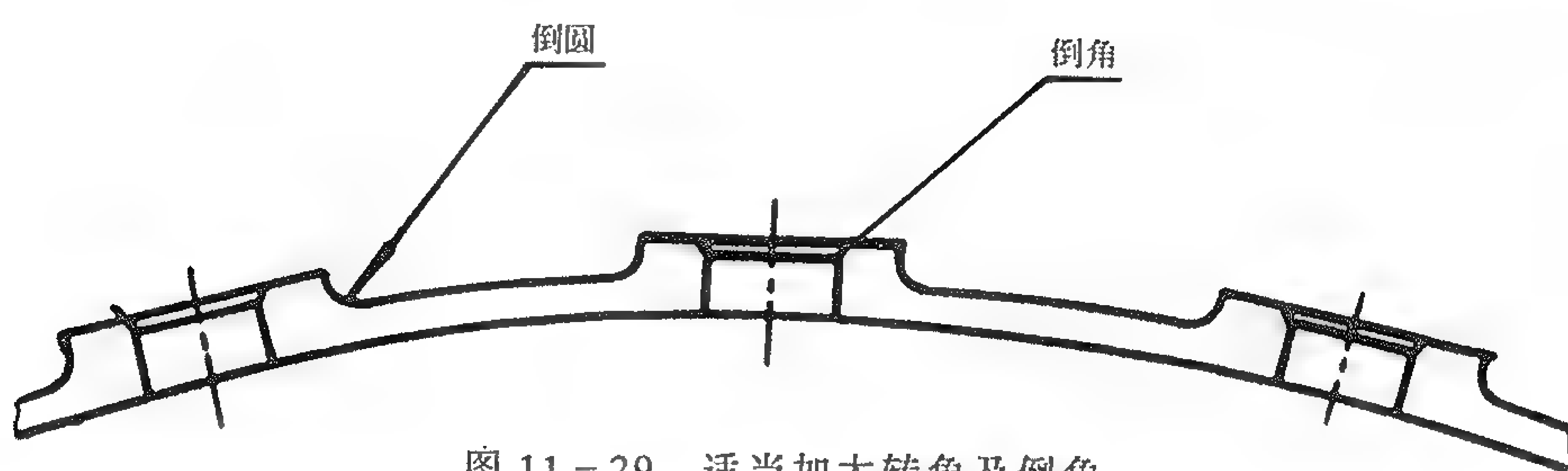


图 11－29　适当加大转角及倒角

（3）改善局部结构设计，消除不利于机匣强度的工艺因素

对于铸造机匣，应尽量保持等壁厚，避免金属聚集，使液态金属在铸模中能均匀冷凝，这样可防止产生疏松、缩孔和裂纹、局部应力集中等缺陷。

对于焊接机匣，为了保证焊缝质量和强度，焊接零件的厚度最好相同，避免薄壁部分过热而厚壁部分却加热不足而影响焊缝质量。图 11－31 优于图 11－30 的结构。



图 11－30　不合理结构



图 11－31　合理结构

由于安装边内表面受热，而外表面受空气冷却，故沿径向温度分布很不均匀，为了减少安装边上的热应力，可以将各螺栓孔间的材料铣去一小部分，同时还可减轻质量。如图 11－32 所示。

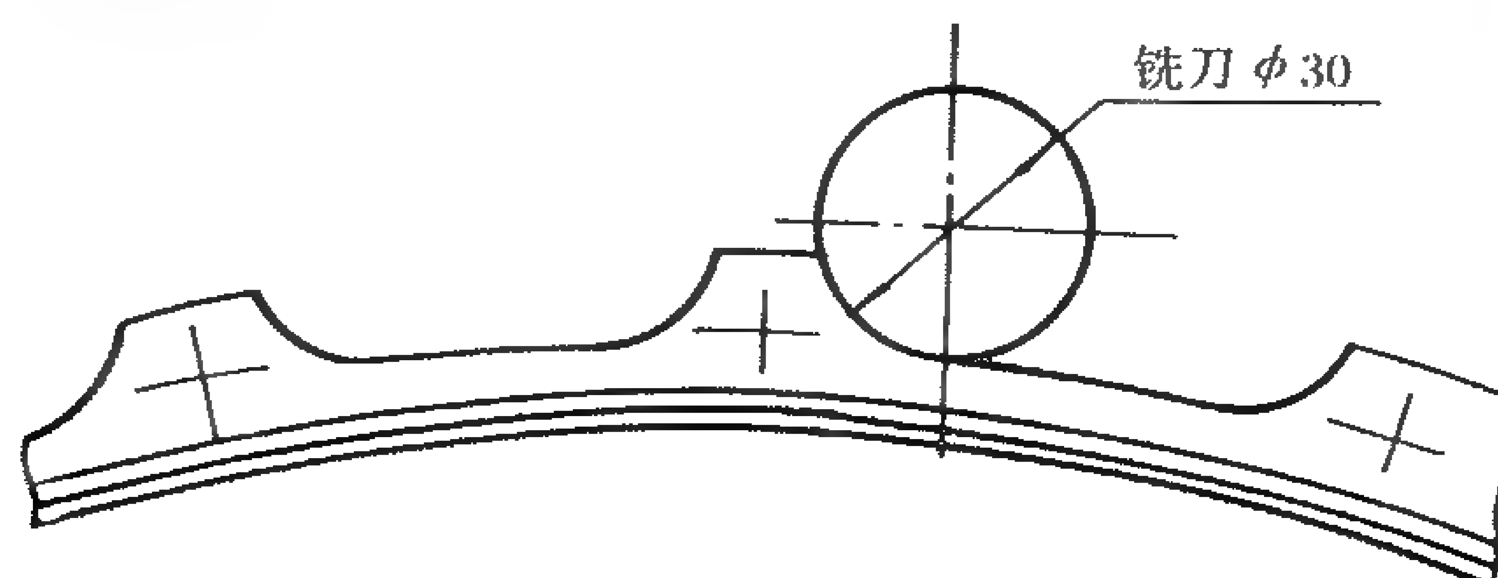


图 11－32　安装边去材料

(4) 保证机匣具有足够的刚性，避免机匣变形和翘曲

在设计中应尽量使机匣获得最小质量的同时，必须保证机匣有足够的刚性。刚性不足引起变形，会造成转子与机匣相磨，或使机匣失稳，或出现危险的振动。设计中为避免此种现象的出现，通常薄壁机匣设有加强肋。如图 11－33 是某型发动机低压涡轮机匣。

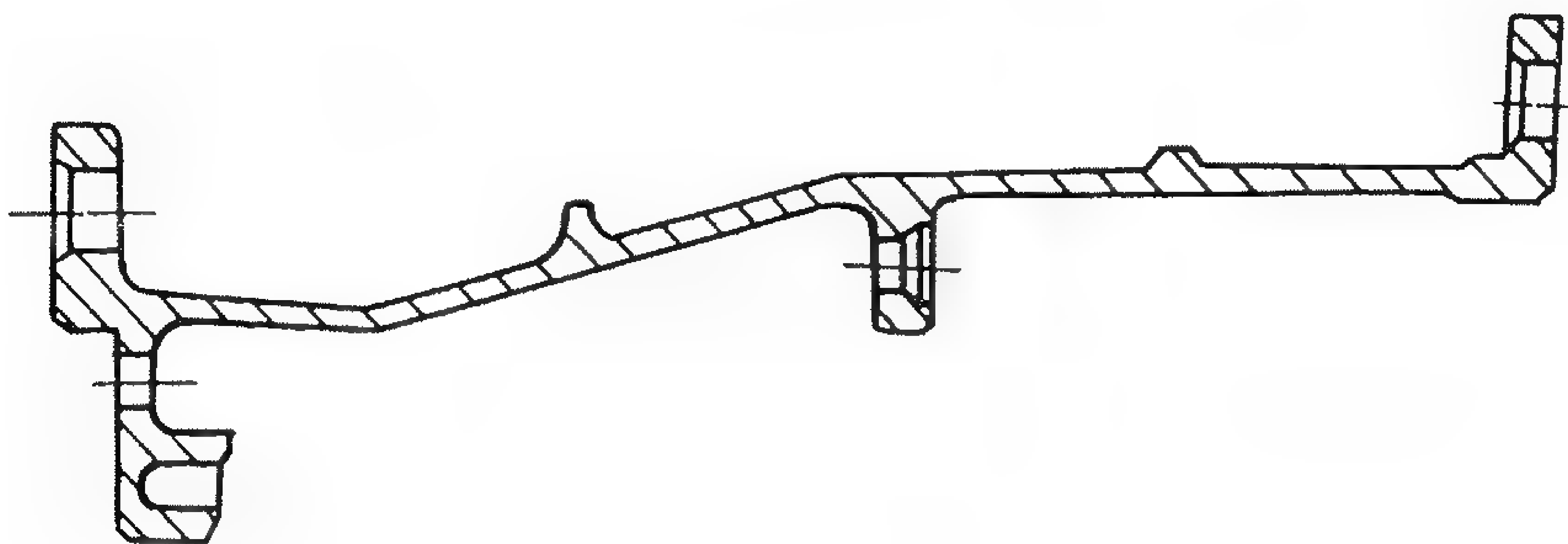


图 11－33　某型发动机低压涡轮机匣示意图

11.2.3　涡轮机匣连接部分设计

涡轮及涡轮后机匣的连接结构有以下几种形式：

(1) 图 11－34 所示的是机匣依靠止口定位，用螺栓压紧，机匣传扭靠端面摩擦力；角向定位靠机匣端面的数个定位销或数个精密螺栓，机匣止口配合性质建议采用 H6/K6 过渡配合。如果精密螺栓数量超过 1/3，止口配合性质也可采用 H6/h6。

(2) 图 11－35 所示的结构，机匣采用精密螺栓做角向和径向定位，机匣内表面无止口。机匣靠精密螺栓和机匣端面摩擦力传扭。建议精密螺栓与机匣孔配合性质采用 H7/h6。

(3) 为了光滑内流道或其他需要，可以设计成如图 11－36 结构，将定位止口设置在机匣安装边外缘处。

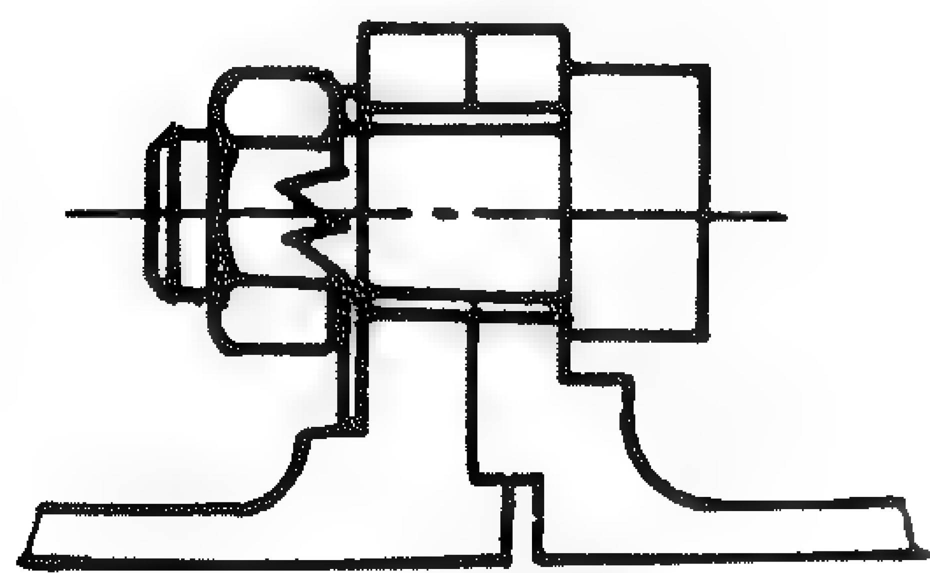


图 11－34　内止口结构示意图

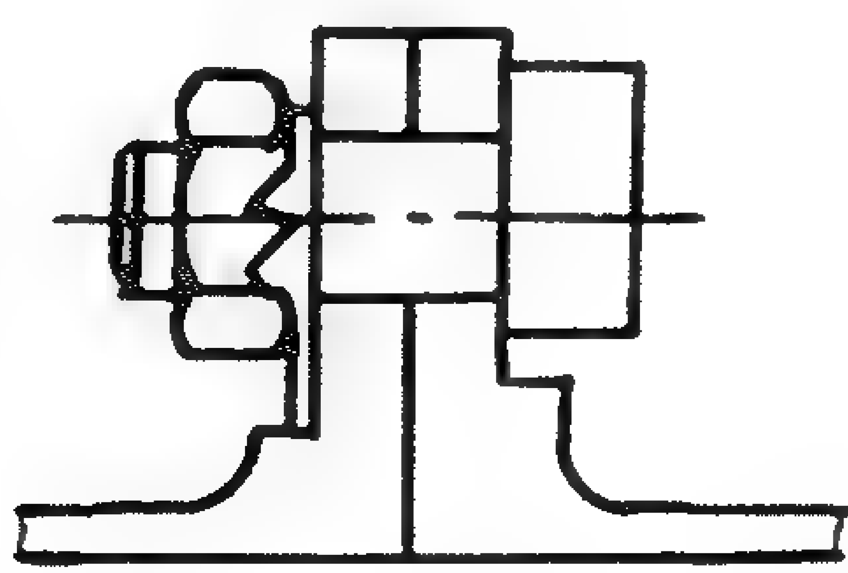


图 11－35　精密螺栓结构示意图

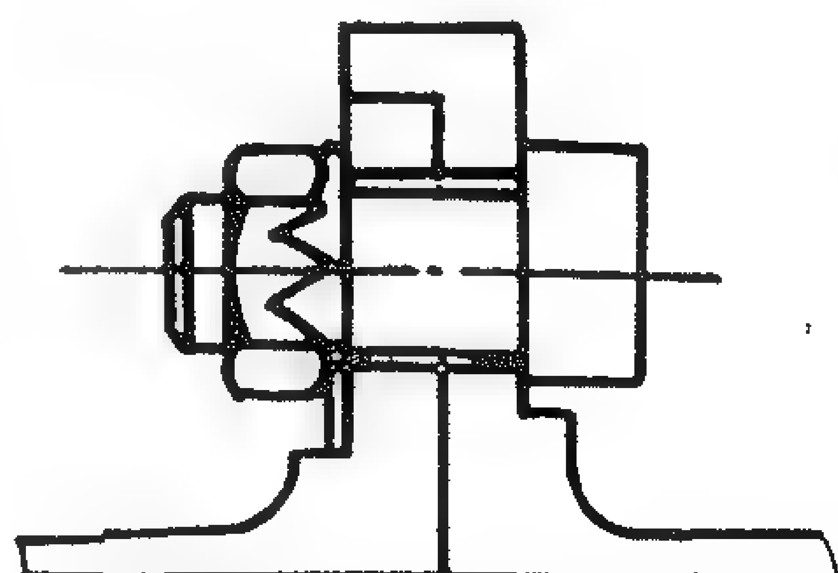


图 11－36　外止口结构示意图

(4) 机匣安装边应具有良好的连接刚性。为了解决连接刚性问题，设计时必须适当选取安装边厚度 b，固定螺栓直径 d 以及沿周向分布的螺栓间的距离 s，根据经验和统计，当紧固直径 D_0 为 100～1300mm 时，建议按以下方法选取（对结构钢或高温合金机匣）：

$$b = (3 \sim 5) + 0.0025D_0$$

目前应用最多的螺栓直径为 $\phi 8$，$\phi 10$，通常螺栓沿周向分布间距 s 采用：

$$s = (5 \sim 8)d$$

对气密性要求较高的接合面 $s = 2.5d$

对气密性要求不高的接合面 $s = 10d$

涡轮机匣由前往后，由于气体压力越来越低，气密性要求也越来越低，所以 s 值可逐渐取大。

11.2.4 涡轮机匣材料及工艺

任何零件在选择材料时都必须考虑以下三个基本原则：

(1) 使用性能原则

机匣的使用性能是确保该机匣完成发动机规定功能的必要条件。所以是机匣设计中选材首先要考虑的原则。使用性能主要指该机匣在使用状态下，材料应具有的机械性能、物理性能。对于涡轮机匣主要考虑的是使用温度、线胀系数、结构强度、刚度和材料的密度是否满足设计要求。

(2) 工艺性能原则

材料的工艺性能是指材料加工的难易程度。在机匣设计选材中，首先要考虑的是使用性能原则，在此前提下，必须考虑材料的工艺性能。在某些情况下，工艺性能可能成为选材的主要依据，若一种材料的使用性能良好，但加工困难，费用太高，或者材料的缺口敏感性太强，也是不可取的。所以材料的工艺性应是设计选取必须考虑的原则之一。

(3) 经济性原则

材料的经济性也是设计中选材的重要原则。在满足使用性能的前提下，必须考虑材料的经济性。例如：材料的继承性，可达性(国内外是否容易得到等)，价格是否便宜。采用较便宜的材料，可把总成本降至最低，取得最大的经济效益，使发动机在市场上更具有竞争力。

材料价格在产品总成本中占有较大的比重，据有关资料统计，材料费可占产品价格的30%以上。所以设计中选材必须考虑材料的经济性。设计人员要密切关注材料市场价格，了解国家资源分配状况和国内外材料研制的动态。

涡轮机匣材料的选取首先要依据发动机总体布局所赋予涡轮机匣的使用功能，进行内流道和内外连接的结构构思。在拟定的机匣结构方案下，进行机匣加工方法(铸造、锻造或焊接)分析，按照选材三原则，参考国内外机种的用材情况确定机匣设计最佳材料。

其次针对涡轮机匣的特殊性要进行特殊的分析。涡轮机匣虽没有强大的离心负荷，但其上作用了相当大的热应力、扭矩、轴向力及内外压差，所以对材料的蠕变，屈服强度和低循环疲劳性能要求较高。在机匣加工方法上除了铸、锻加工外，焊接机匣也越来越多，所以选材时必须考虑各种工艺对材料的影响。

铸造机匣必须分析机匣各部位的结构形式可能会引起铸造过程中产生疏松、缩孔、缩裂等铸造缺陷；铸造机匣由于各种材料流动性不一样，流动性较差的材料有可能产生内外部裂纹以及工艺过程温控不均带来的材料组织缺陷等；焊接机匣有可能在热影响下产生裂纹和材料变化以及各种变形影响。上述各类加工工艺对材料性能产生的不良影响必须有相应的技术文件(设计部门的或工艺部门的)加以严格检查检测和限制。依据材质情况进行超声波、磁粉探伤、X光、荧光等无损探伤。对那些不可避免的工艺过程中产生的材料缺陷，要在设计文件和工艺文件中作明确的规定，哪些是允许的、哪些是不允许的缺陷。

表 11－1 几种发动机的选材情况

型　号	涡轮机匣	涡轮后机匣
WP6	1Cr18Ni9Ti	
WP7	GH34	
WP13	$1Cr11N_2W_2MoV$	
某 A 型发动机	GH761	
某 B 型发动机	前半　GH4169 后半　GH907	
CFM56	前后半　inco718 中段　incoly903	
CJ2000	YZGH4169	中机匣　YZGH4169
E^3	直接时效 inco718	

11.3　涡轮外环

11.3.1　涡轮外环的设计特点及要求

涡轮外环的基本功能是组成发动机燃气流道的一部分，其特殊功能是要与涡轮叶片叶尖配合好，在整个发动机工作状态过程中使气体的泄漏量最少(包括燃气和冷气)，所以涡轮外环设计时首先要考虑的问题是怎样满足气体泄漏最少这个根本要求。

涡轮叶片叶尖燃气泄漏量的多少对涡轮效率的影响很大，而涡轮效率直接影响到发动机的总体性能。然而在发动机的整个工作状态过程中，涡轮叶尖间隙是变化的，随着热负荷、离心负荷的不同，叶尖间隙各不相同，所以涡轮外环的最佳设计方法是采用主动间隙控制技术，配合涡轮机匣，在发动机不同的工作阶段给予不同的冷气量，调整机匣和外环的径向热膨胀量，使外环与叶尖间隙始终保持在一个最小的水平。但对于军用发动机来说，由于要考虑较高的推重比，一般不采用主动间隙控制技术。

涡轮外环除了要考虑与涡轮叶片叶尖的间隙以外，还要考虑与涡轮机匣的热膨胀不协调问题。由于外环直接与高温燃气接触，环境温度较高，而涡轮机匣一般直接与冷气接触环境温度较低，二者之间的温差必然导致二者的径向热膨胀不协调，解决这一问题的有效办法是让外环沿周向加工成若干段，段与段之间留出一定的间隙，用这些间隙变化来抵消由于温度变化而引起径向膨胀量的变化，从而达到与机匣协调的目的。

此外涡轮外环要有一定的可磨耗能力，一旦由于状态的变化导致叶尖与外环相磨，为了不损伤叶片，外环要易磨耗。对高压外环来说一般在内表面喷涂硬度适中的涂层，如氧化锆(ZrO)和镍铬铝钇(NiCrAlYi)等，对涂层的要求是在任何状态下，在温度不断变化，基体与涂层存在温度梯度的情况下，外环涂层不能剥落掉块，与叶片相磨时不损伤叶尖。

还有涡轮外环要能抵抗高温燃气的腐蚀和冲刷。由于外环与燃气直接接触，燃气的冲击力及腐蚀性对外环内表面有破坏作用，所以外环涂层材料要耐腐蚀并且要有相当的结合强度。

对低压涡轮来说，为减少叶尖的漏气量，外环一般采用蜂窝结构。蜂窝外环的优点是当与叶尖篦齿相配合时，篦齿可以插入蜂窝内部，大大提高封严效果，篦齿与蜂窝的摩擦热容易传递，不易产生由摩擦热引起的故障，缺点是由于蜂窝与基体是钎焊的，使用温度一般不高，对焊接质量要求较高，否则容易脱焊掉块。

11.3.2　涡轮外环的结构形式

几乎所有涡轮外环都是由周向若干段扇形块连接而成，每段扇形块都要考虑轴向、径向和周向定位，段与段之间要考虑封严问题。

图11－37～11－39分别示出了某发动机高压外环、低压外环、高压外环的结构和定位型式，三种外环基体都是铸造件，它们都用销子、钩子和挡环进行周向、径向和轴向定位。图11－40示出的是某发动机低压涡轮外环，定位方式与前三种外环相同，但其基体是板材焊接结构，质量明显减小。

图11－41～11－43示出的分别是PW4000，V2500，RB211发动机低压涡轮外环结构及定位形式，外环与导向叶片相互定位，适合于多级涡轮的发动机使用。

图11－44示出常见的外环与外环之间沿周向的封严形式。

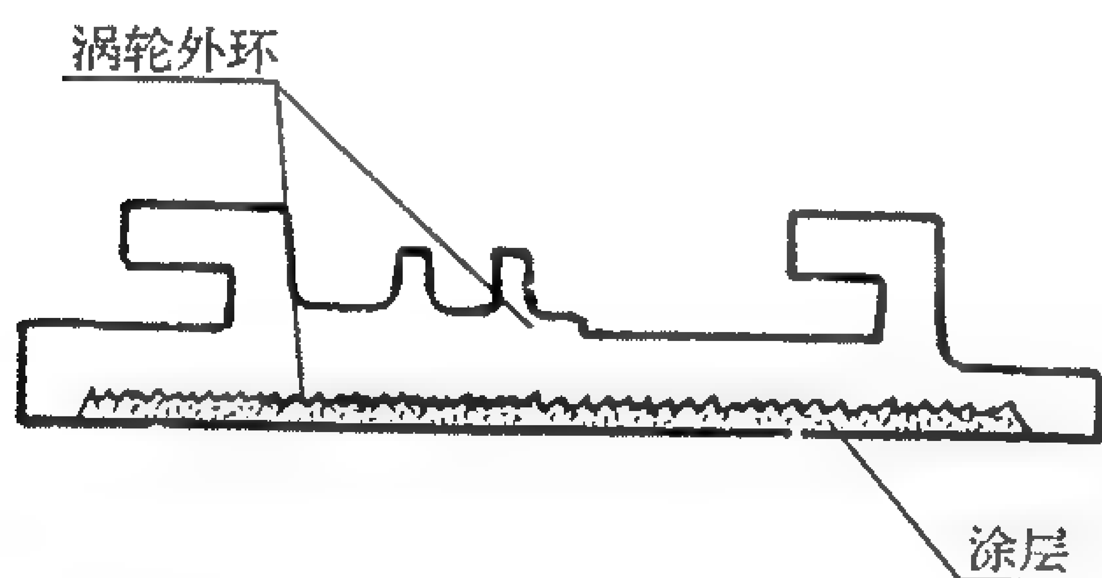


图11－37　某型发动机高压涡轮外环示意图

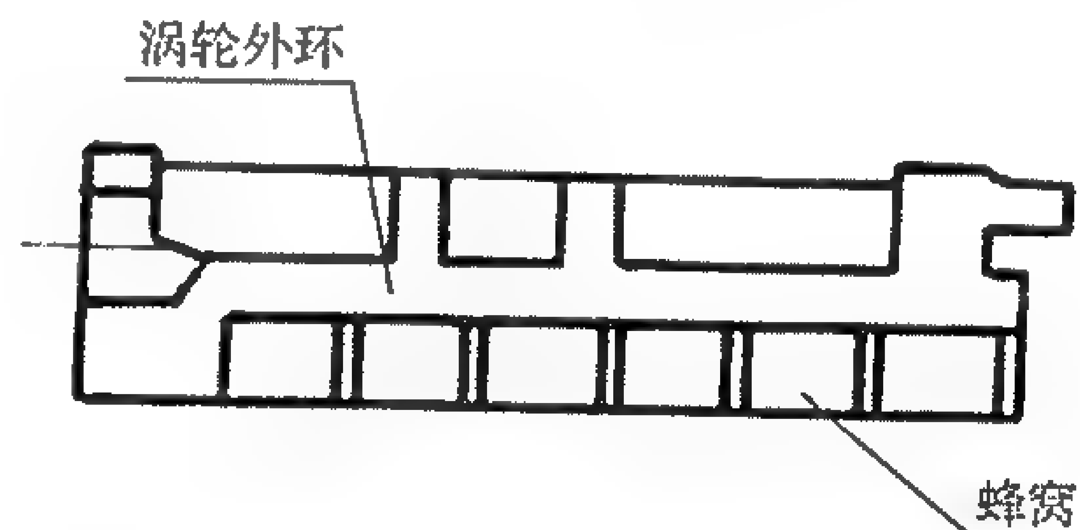


图11－38　某型发动机低压涡轮外环示意图


图11－39　某型发动机高压涡轮外环示意图

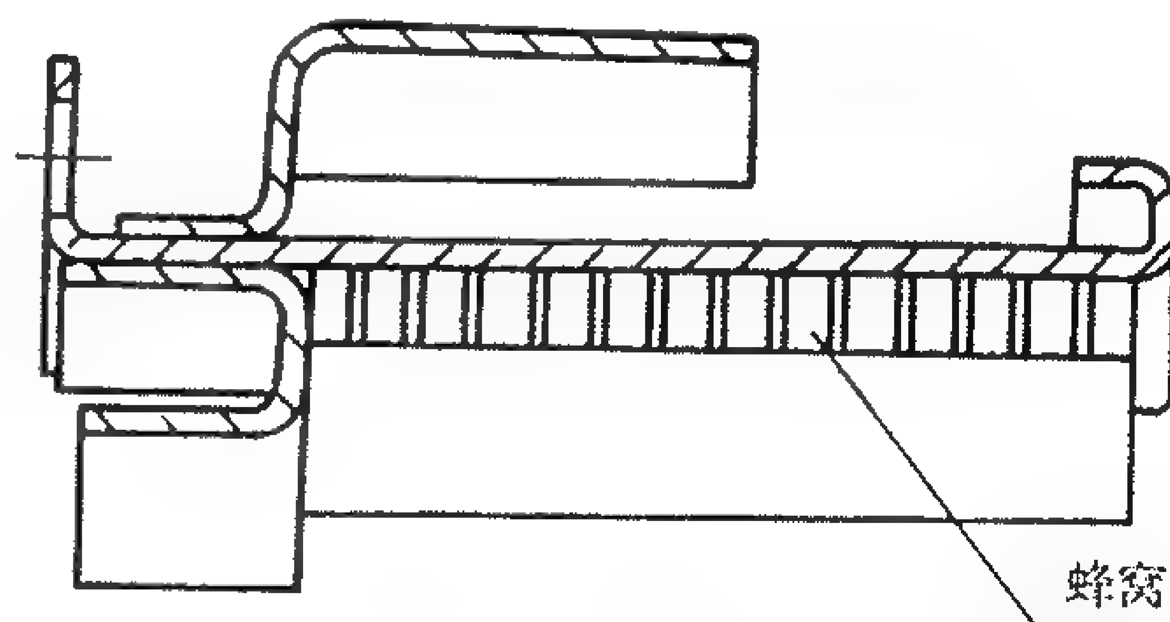


图11－40　某型发动机低压涡轮外环示意图

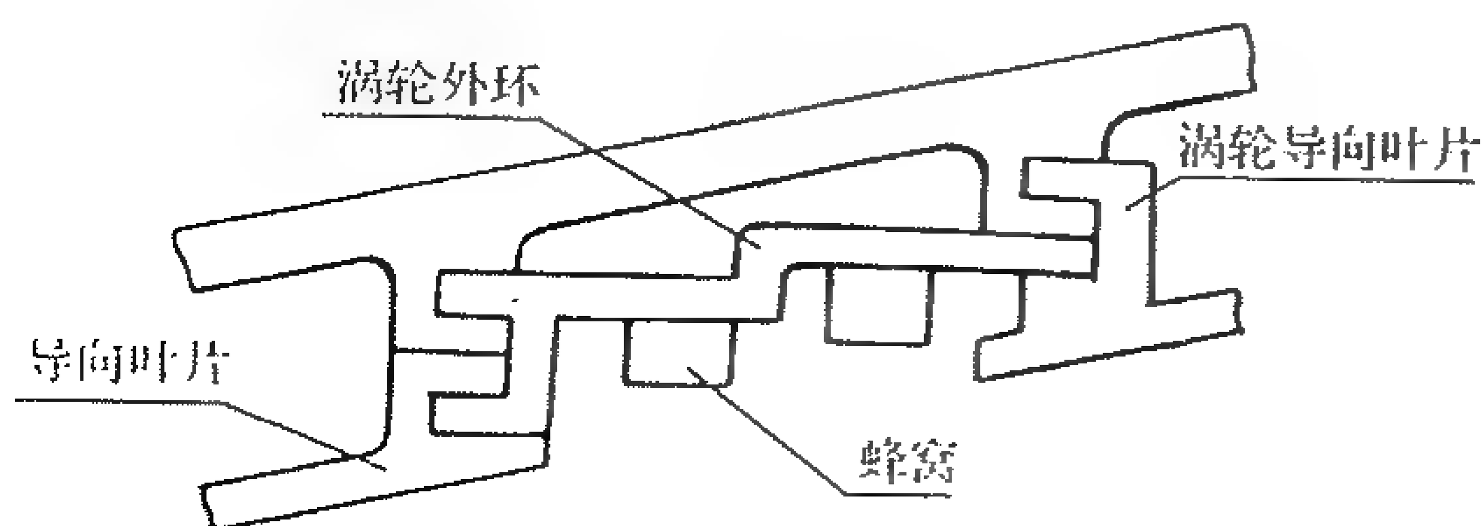


图11－41　PW4000低压涡轮外环示意图

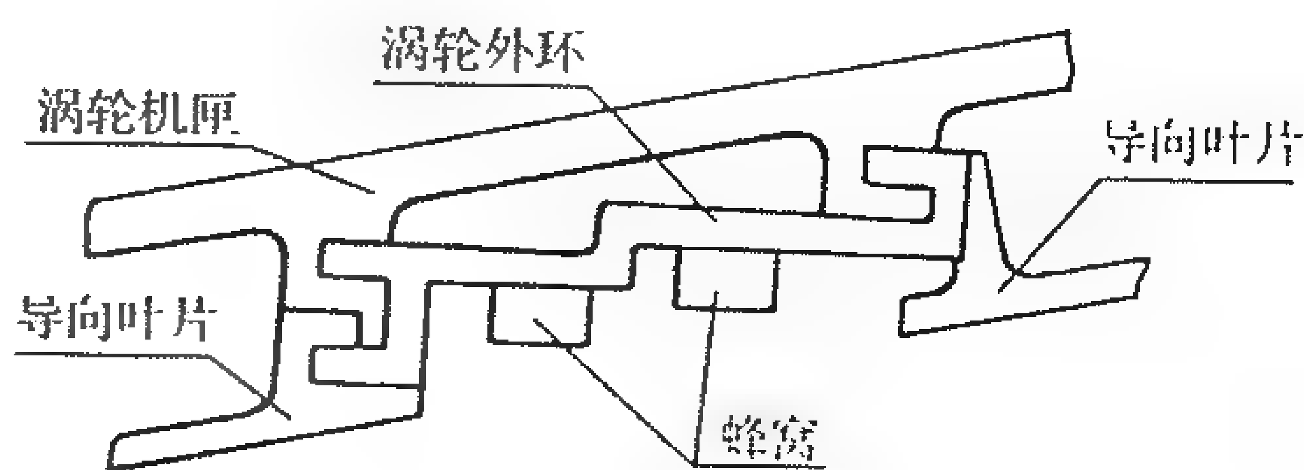


图11－42　V2500低压涡轮外环示意图

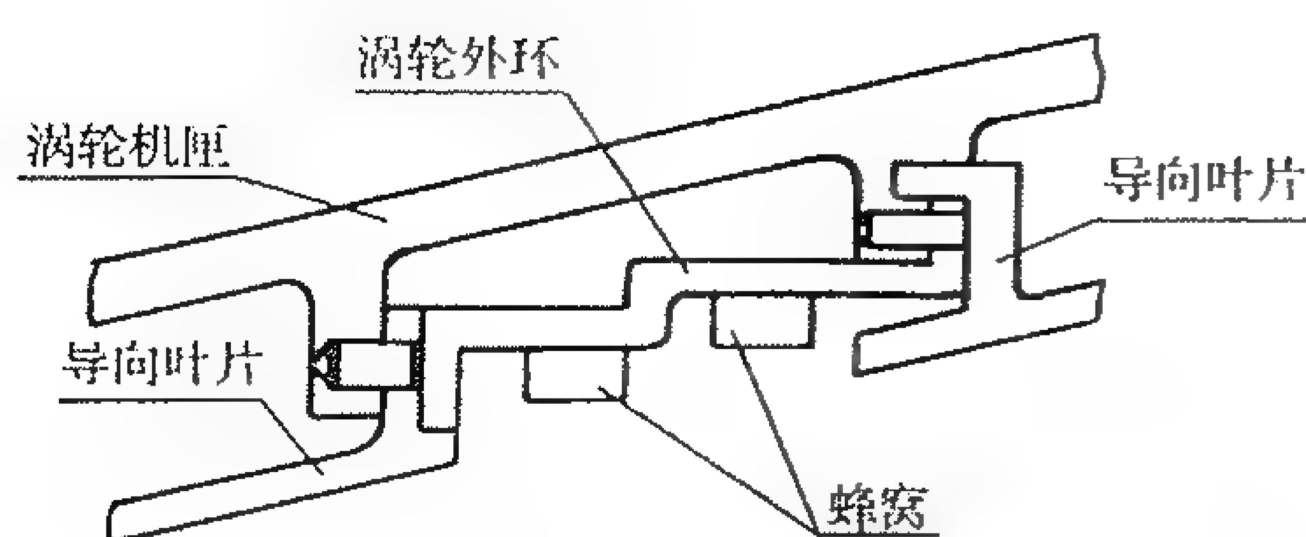


图 11－43　RB211 低压涡轮外环示意图



图 11－44　外环之间周向封严示意图

11.3.3　涡轮外环的材料和工艺

11.3.3.1　外环基体材料

由于当今国内外航空发动机涡轮外环都是基体加涂层或基体加蜂窝结构，而涡轮外环又直接与高温燃气接触，所以基体材料一般选用高温铸造合金，如 K417 等，对低压涡轮外环而言，为减轻质量，也有个别发动机用板材的。

11.3.3.2　涡轮外环涂层设计

由于涡轮外环工作条件差，对涂层要求比较苛刻，因此合理的选择涂层结构是一个很重要的问题。据资料报道，国外高性能发动机，如 PW4000，V2500 等高压涡轮外环均采用 ZrO_2 陶瓷涂层，但在陶瓷涂层和外环基体之间预置了低模量易变形的调节层，另外对应的涡轮叶尖采用了耐磨涂层，可以避免叶尖的磨损和变形扭曲。由于国内目前尚不具备叶尖耐磨涂层技术，所以在 ZrO_2 涂层外边需增加一层疏松的多孔易磨涂层。图 11－45 示出了涡轮外环涂层分布情况。

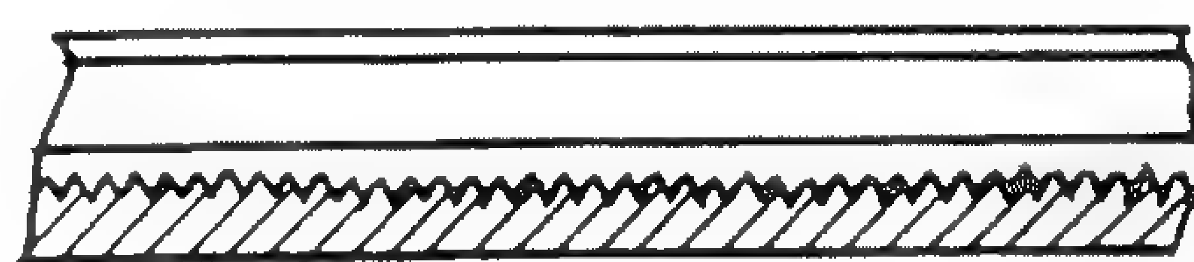


图 11－45　涡轮外环涂层分布示意图

从国内航空发动机研制的经验看，现在涡轮外环设计中遇到一个突出的问题是封严涂层时常有掉块和抗冲刷能力不足现象。图 11－46 和图 11－47 示出了典型的外环掉块后的情况。

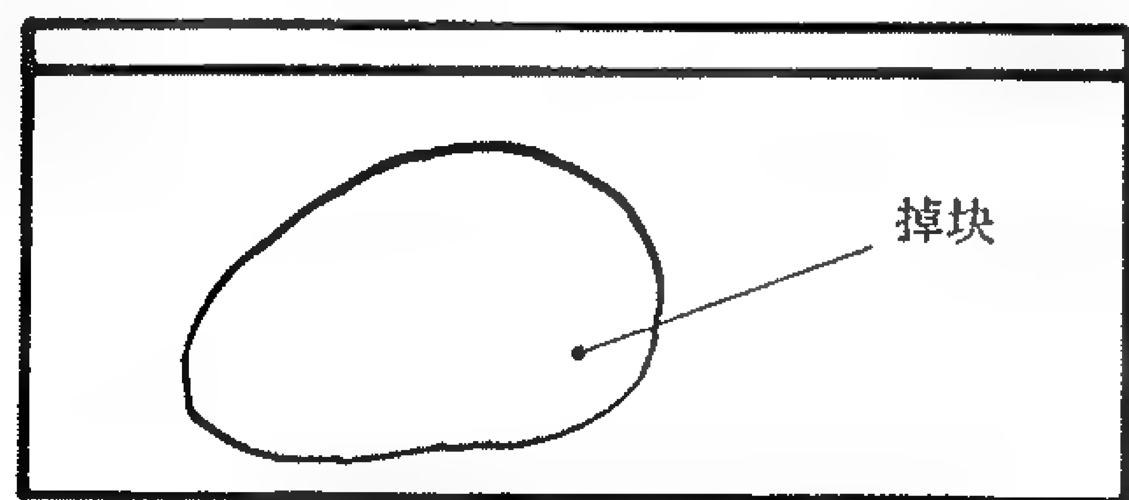


图 11－46　外环涂层掉块示意图

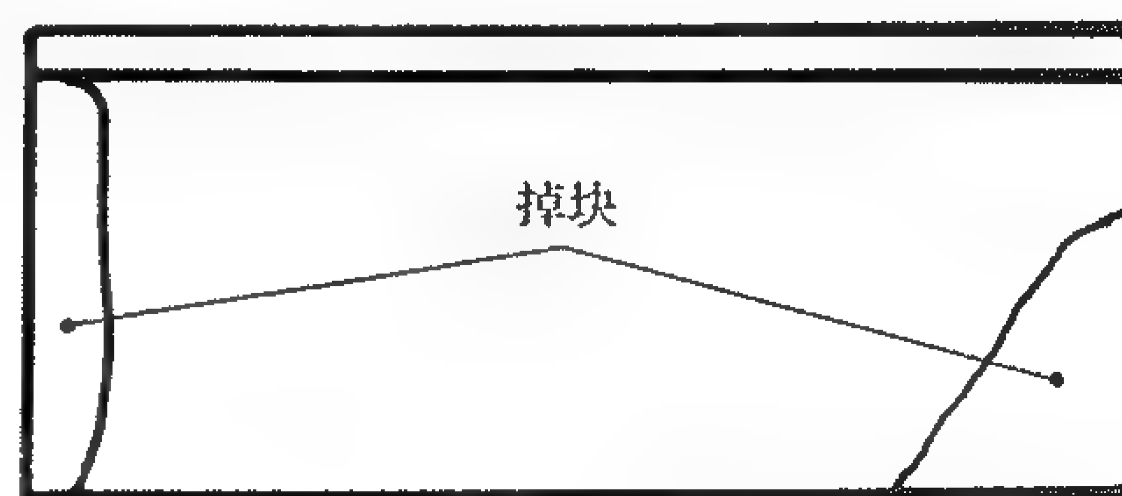


图 11－47　外环涂层掉块示意图

为避免此类现象的产生，在设计涡轮外环时必须考虑以下几个问题：

(1) 基体材料和涂层材料的线胀系数要相近；

(2) 基体与涂层之间必须用低模量调节层；

(3) 为避免叶尖损伤，涂层表面要用多孔疏松材料，如空心球 ZrO_2 等，或者在叶尖要加耐磨涂层；

(4) 涂层表面硬度要控制在一个合理的范围，一般 HR45y 为 40～60；

(5) 要尽可能地增加外环基体和涂层的结合面积，如使用粗糙基体底面，使用分割柱等方

法，见图11－48和图11－49。



图11－48 粗糙基体底面示意图



图11－49 分割柱底面示意图

11.3.3.3 涂层材料和喷涂工艺

由于Ni基材料与ZrO_2陶瓷热膨胀系数相差较大(20～1000℃，$\alpha_{ZrO_2}=(10\times10^{-6})$℃，$\alpha_{Ni}=(16\times10^{-6}\sim20\times10^{-6})$℃)，所以一般在陶瓷与基体之间必须使用低模量的调节层，常用的调节层材料有CoCrAlY，NiCrAlY，MCrAlY，NiCoCrAlY；常用的面层材料有ZrO_2/Y_2O_3、空心粉ZrO_2/Y_2O_3、多孔NiCrAl、多孔ZrO_2/MgO。

常用的喷涂工艺为等离子火焰喷涂。

11.4 承力机匣和轴承座

11.4.1 承力机匣和轴承座的设计特点及要求

承力机匣有中间承力机匣和后承力机匣，它们都是整个发动机承力系统的一部分，对涡轮结构而言，中间承力机匣一般支承高压转子或同时支承高、低压转子，后承力机匣一般支承低压转子或者高压转子支承在低压转子上同时低压转子支承在后机匣上。

航空发动机承力机匣的设计特点及要求：

(1) 在较小质量下要坚固可靠、刚性要好。一般来说承力机匣都是发动机转子系统的一个后支点，其可靠性直接影响到转子的安全，一旦支点失去作用后果是可想而知的。由于转子支承在承力机匣上，承力机匣如果变形会直接影响到转子的稳定性工作，较低的刚性会导致转子叶片与静子外环相磨，容易引发大的振动和降低涡轮效率。

(2) 承力框架要穿过涡轮燃气流道，如果承力框架直接与高温燃气接触，会产生很大的热变形和热应力，而且承力框架一般都从机匣直达内部的轴承座，径向跨度较大，如果设计得不合理会大大增加热变形量和热应力，所以在涡轮结构设计时，一般多用整流支板把承力框架与高温燃气隔开。

(3) 由于整流支板一般较薄而且尺寸较大，在使用过程中往往会出现大量裂纹和较大的变形，所以设计时支板上下一般不同时固定，必须在径向和轴向留出足够的热膨胀余地。

后轴承座的设计特点及要求有：

(1) 同承力机匣一样要坚固可靠，质量要轻，一般多采用整体铸造工艺，也有用锻造工艺。

(2) 由于后轴承座周围一般不用冷却空气，所以为了轴承的安全工作，滑油温度不能过高，对后轴承座要采取有效的隔热措施。

11.4.2 承力机匣及轴承座的结构形式

承力机匣的基本结构形式有两种，一种是直支板结构，另一种为斜支板结构，如图11－50、图11－51所示，这里的“斜”并不是支板沿轴向倾斜，而是沿周向倾斜。斜支板最大的优

点是发动机工作时内外机匣受的热应力较小。由于燃气流道内温度必然高于机匣外的温度，支板的热变形量要大于机匣的热变形量，这种热变形不协调必然产生强大的热应力，这种热应力随着发动机工作状态的变化而变化，而强大的交变热应力容易引起机匣热疲劳而产生大量裂纹，但是斜支板能起到一定的补偿作用，使热应力降低。因为斜支板与机匣不成直角，所以当支板的热膨胀量较大时可引起内外机匣沿周向产生一定的相对转动，这种相对转动可有效地降低机匣所受的热应力。

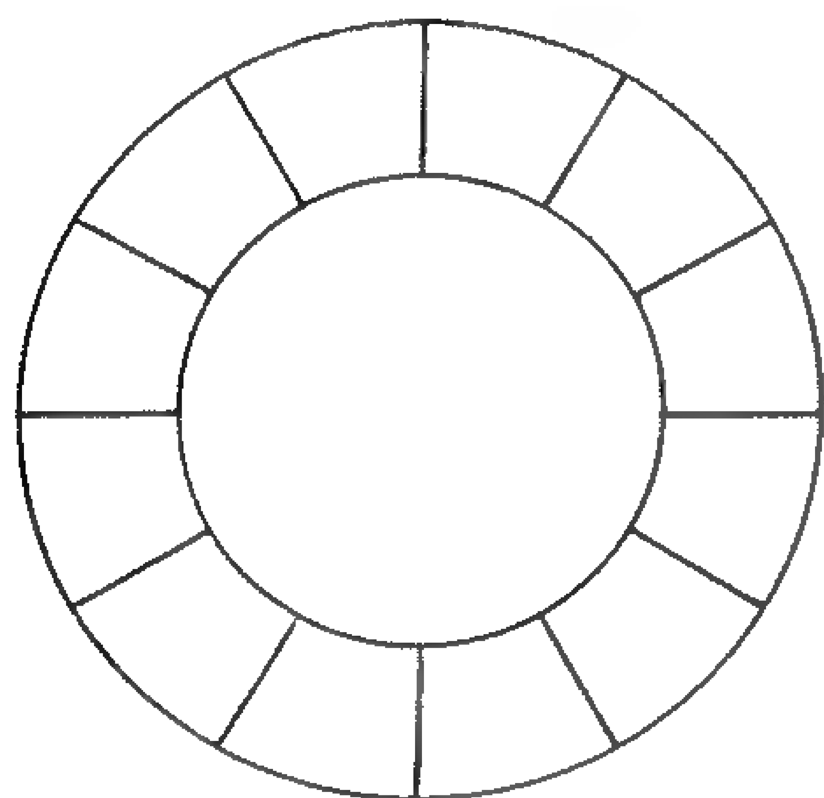


图 11-50　直支板结构示意图

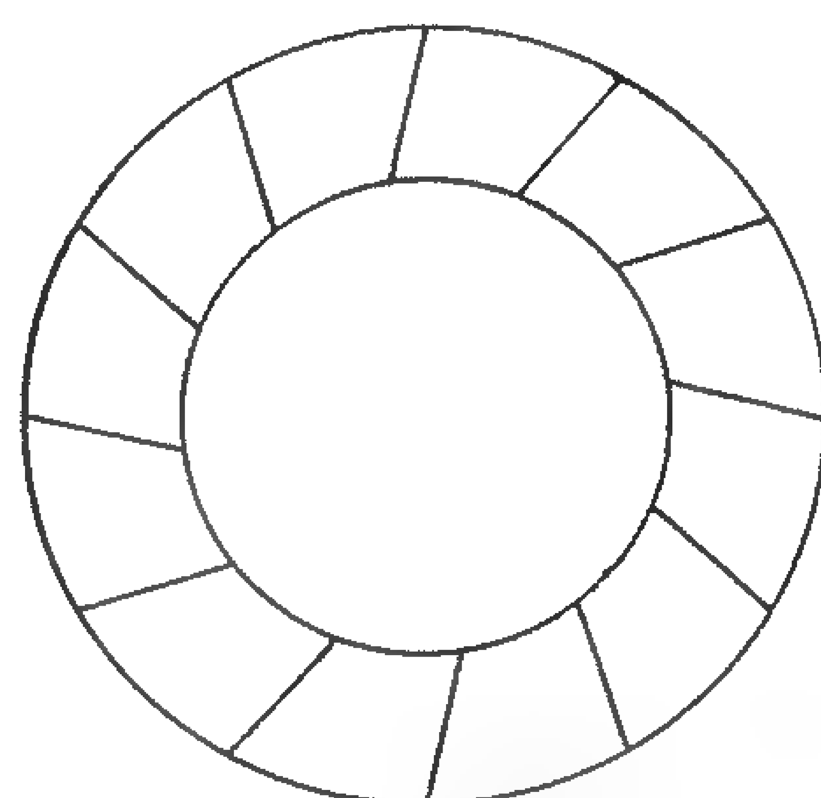


图 11-51　斜支板结构示意图

图 11-52～图 11-54 示出了 PW4000，V2500 和 F404 发动机后机匣剖面图，从图中可看出后机匣与后轴承座直接相连，连接的结构形式都为框架加锥壁，上部的框架能有效地提高后机匣的刚性，而下部的锥壁为后支点提供了一个刚度适中而有一定弹性的支承形式，从转子动力学角度看是有利的。锥壁的内端即为后轴承座，它是发动机转子系统的后支点，后轴承座的结构形式一般比较复杂，它除了要载重、要有足够的刚度以外，还要减重、要有效地组织滑油对轴承冷却（包括供油和回油），还要对滑油采取有效的封严和保温隔热措施。

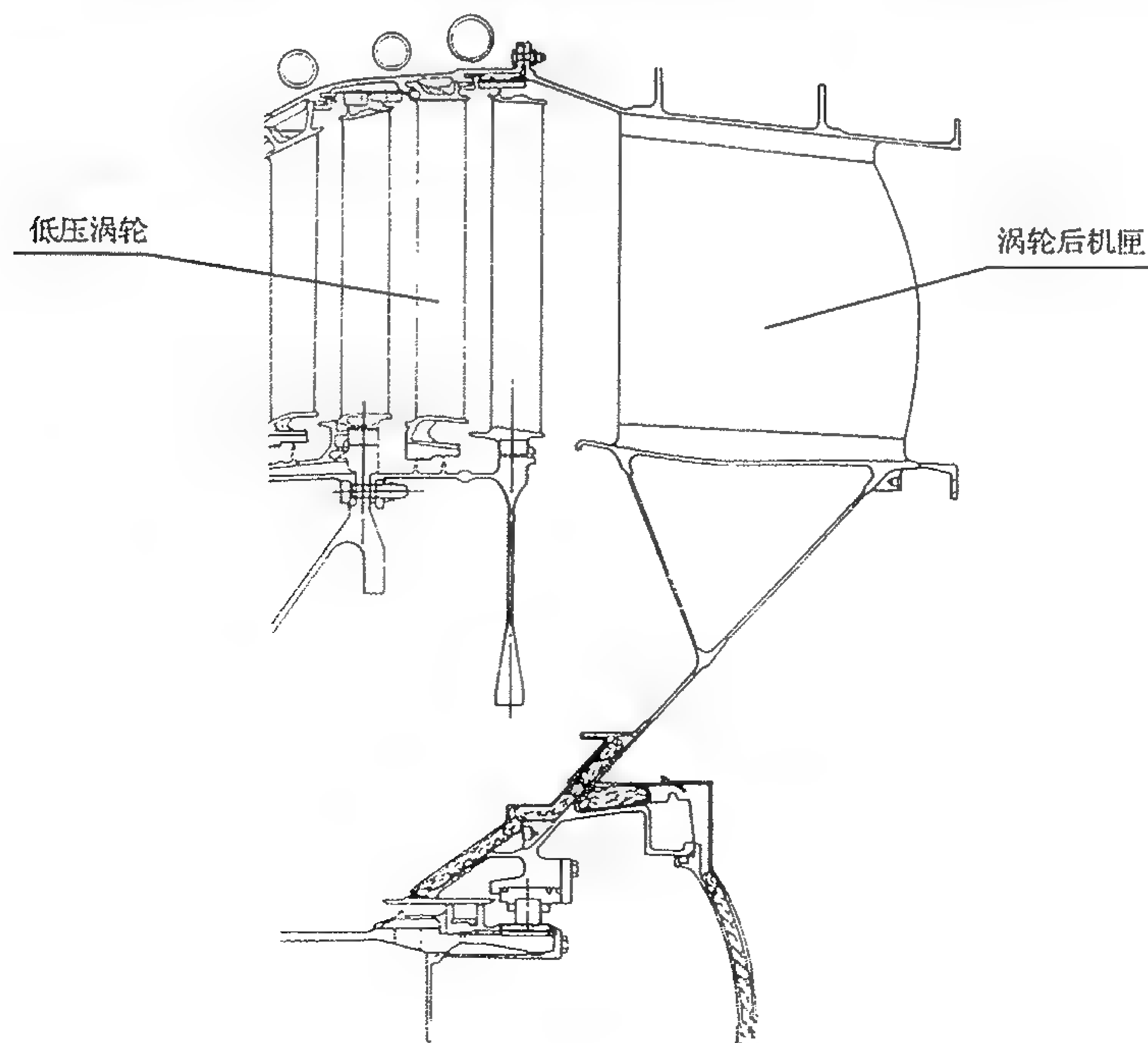


图 11-52　PW4000 涡轮后机匣

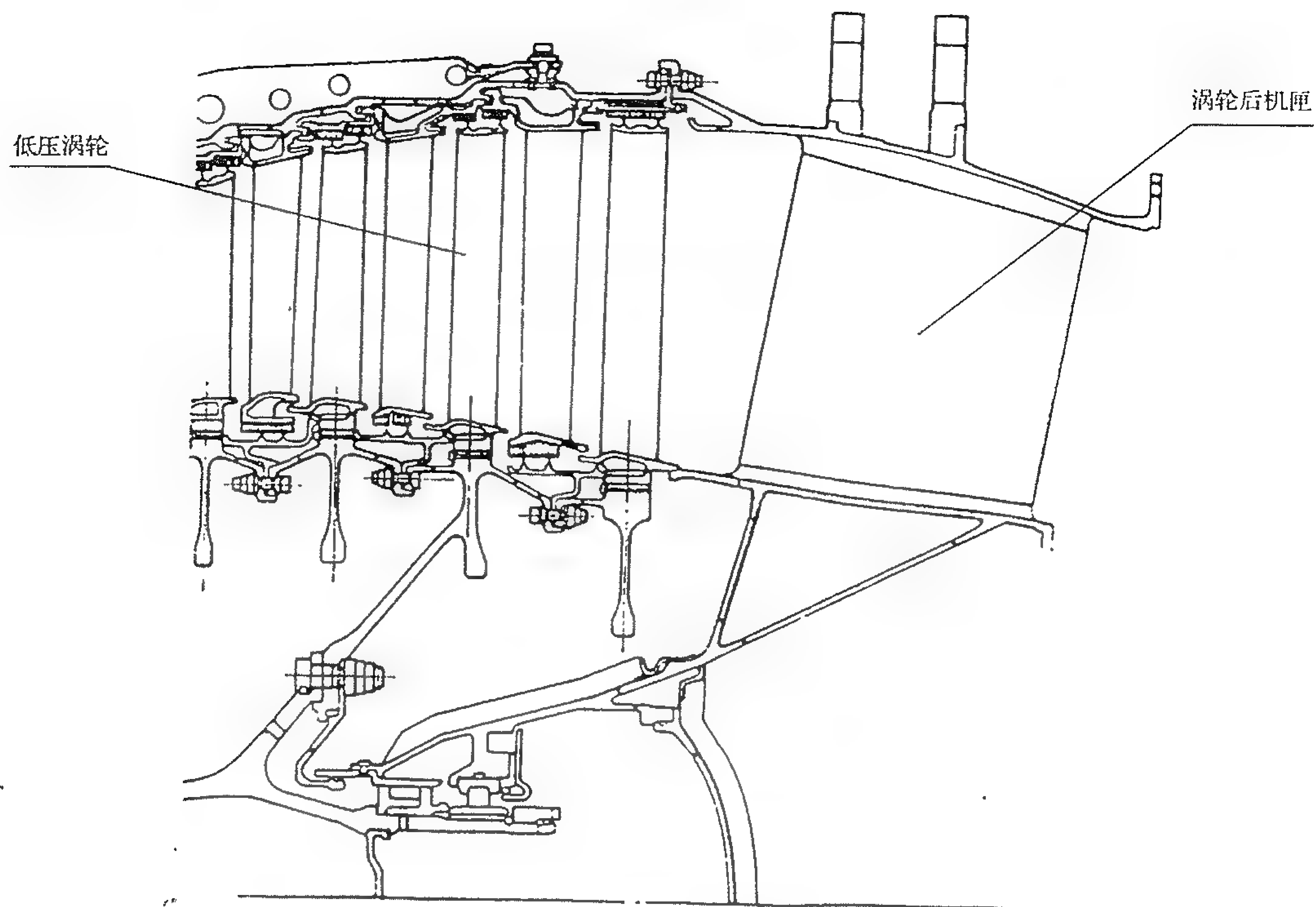


图 11-53 V2500 涡轮后机匣

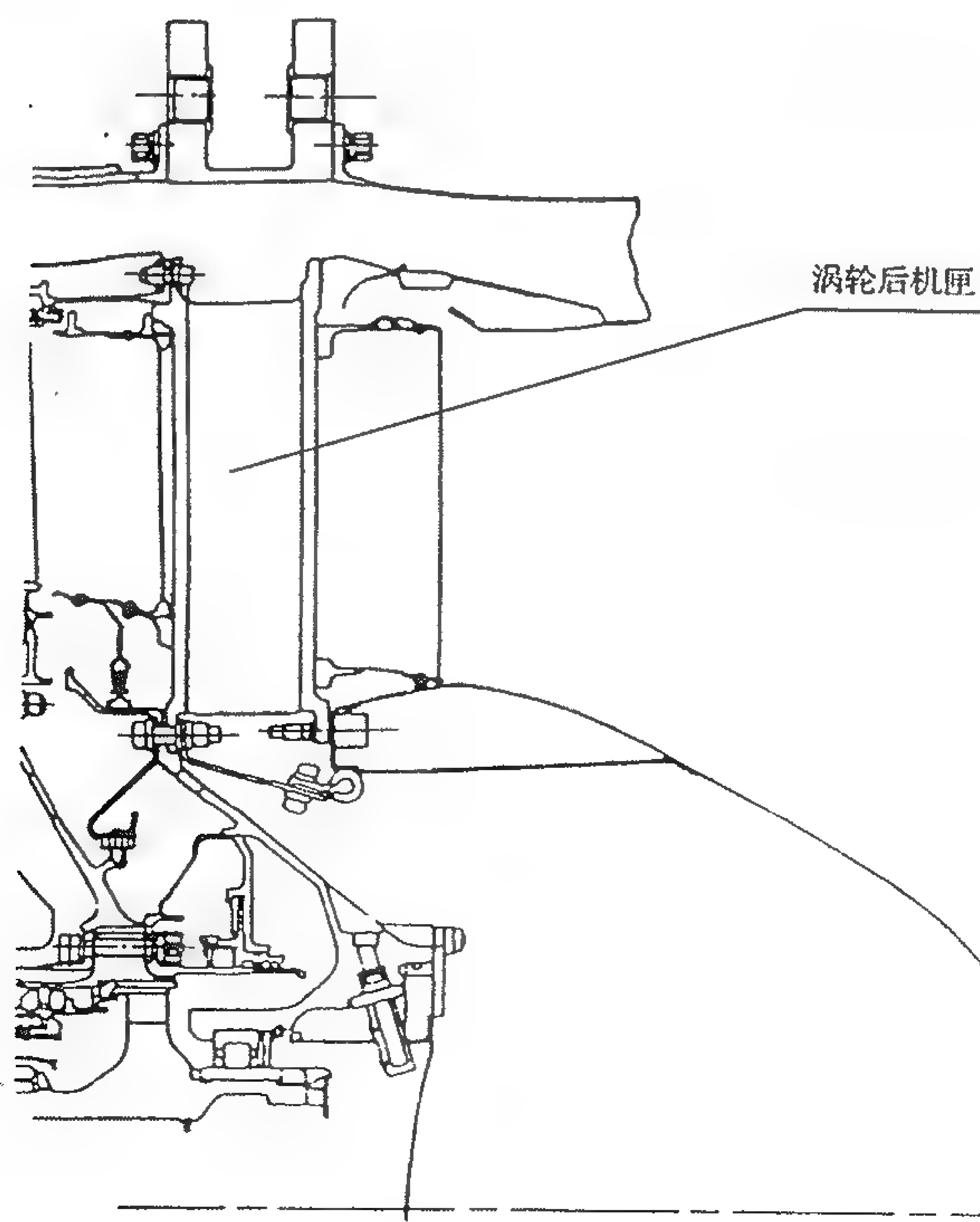


图 11-54 F404 涡轮后机匣

第 12 章　涡轮主流道封严结构设计

12.1　封严结构设计目的

当代典型航空燃气涡轮喷气发动机，其涡轮流道是一条环形通道，燃气压力和温度沿轴向发生极其剧烈的变化。虽然气体流动过程是连续的，但是进入涡轮的燃气压力和温度，从前到后是递减的。每个工作叶片排或静子叶片排都有一个压力差。此外，涡轮各零、组件之间，特别是转动件和静子件之间又不可避免地要留有间隙，燃气流体泄漏必然发生，不仅给发动机性能带来损失，而且恶化了有关机件的工作条件和环境，直接影响零、组件的寿命、可靠性，甚至造成机件损坏。因此，封严结构设计的目的，一是减少工作流体泄漏带来的压力能、热能等能量损失，从而提高涡轮效率，降低发动机耗油率，改善发动机性能；二是提高涡轮这一热端部件的可靠性及耐久性，保持发动机的结构完整性。

12.2　封严结构设计内容

涡轮主流道封严结构设计的主要内容包括下列三个方面：

(1) 涡轮主流道中转动件与静子件间的封严结构；、

(2) 涡轮主流道中静子件间的封严结构；

(3) 涡轮主流道中转动件间的封严结构。

其中尤以转、静子间的封严结构设计最为关键，也最为复杂。

12.3　封严结构设计准则

涡轮主流道中转、静子间封严结构设计准则主要有以下几条：

(1) 转、静子之间保持"紧间隙"最佳设计。封严装置的稳定工作间隙设计应该考虑在最大和巡航状态下尽可能小，而在发动机过渡态特别是加速和减速时，转、静子又无严重摩擦，以减少漏气，提高效率，改善性能。

(2) 在飞机机动飞行和着陆过载等恶劣的工作条件下，封严部件都必须保持结构完整性和良好的封严性能。机件不能因突然的摩擦而损坏。

(3) 满足蠕变伸长的要求

蠕变主要指转动件，如叶片等在高温高负荷长期作用下的伸长。转动件的蠕变伸长应在允许的范围内。不同的机种有不同的蠕变伸长要求，而蠕变又取决于温度、时间和应力水平。战斗机发动机封严转动件的最大蠕变推荐数值为：50h，0.1%；而运输机发动机封严转动件的最大蠕变推荐数值为：160h，0.1%。

(4) 满足转动件的强度要求

封严转动件必须满足发动机超转、破裂转速和屈服强度转速要求。

战斗机发动机破裂转速裕度为超过设计转速的22%，而屈服转速裕度为超过设计转速的2%；而对运输机发动机则分别为：20%和5%。

(5) 满足低循环疲劳寿命要求

整个封严装置必须满足低循环疲劳寿命的标准。战斗机发动机为2000次循环，运输机发动机为20000次循环。

(6) 满足转动件的振动特性要求，避免封严件产生共振造成机件的严重损坏

在发动机工作转速范围内，必须使封严装置避免与发动机各阶频率相共振。这就要求，封严装置"n"个节径的自振频率不与发动机转速范围内的任一发动机转速的"n"倍频相重合。

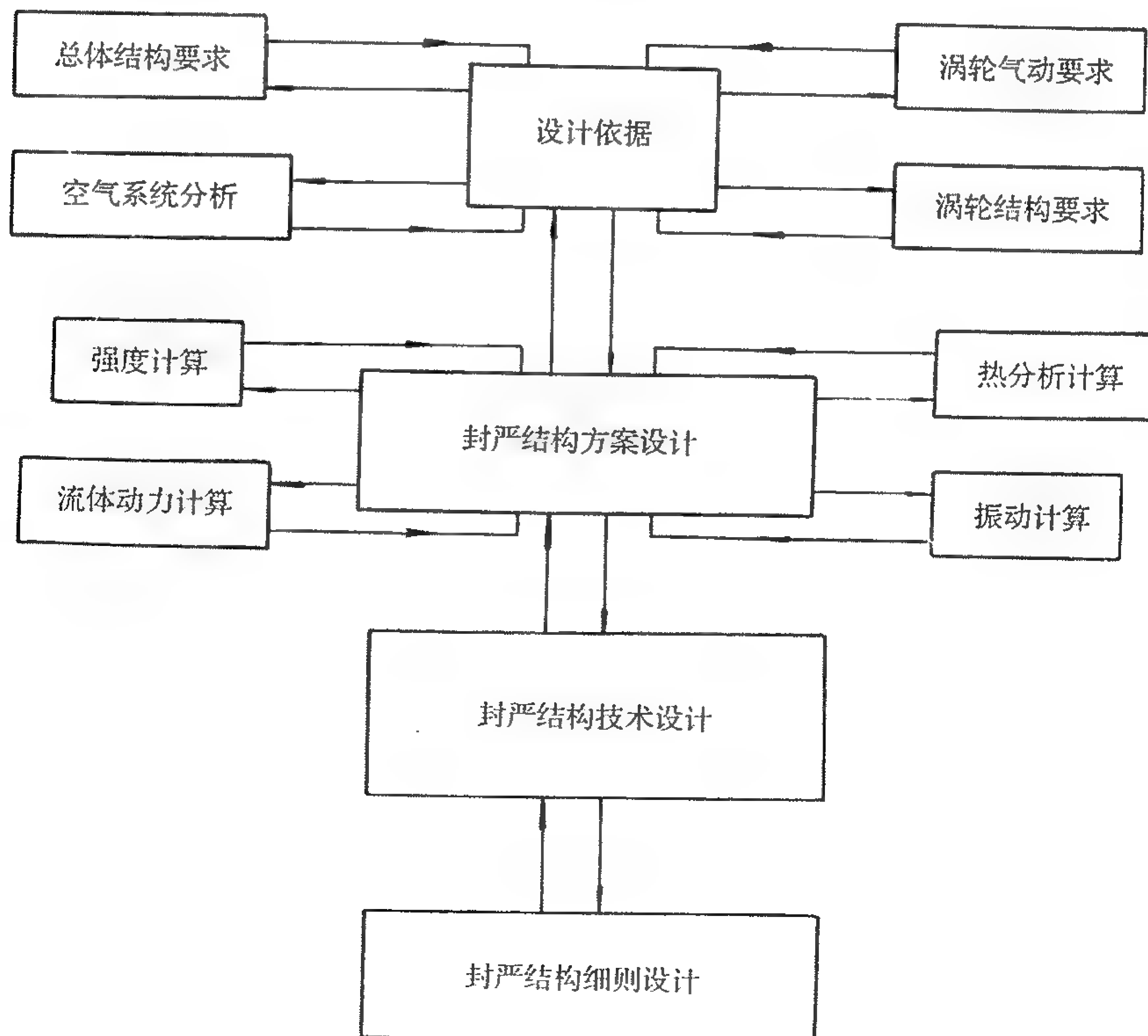
(7) 避免过大的椭圆和翘曲变形

封严装置在生产、制造、装配等过程中可能产生的椭圆和翘曲变形必须严加限制，否则将导致发动机过渡态和稳态工作中造成转、静子封严件磨损，影响封严件性能乃至损坏封严件。

12.4　封严结构设计程序

12.4.1　设计流程

封严结构设计流程如下：



12.4.2　设计程序

封严装置设计程序大致如下：

(1) 进行主流道中各处封严装置对发动机性能的影响分析和计算。摸清影响涡轮效率的关键，以便在设计中抓住重点，确保封严设计质量。

(2) 根据总体性能和涡轮气动性能的要求，总体结构约束以及涡轮结构尺寸的限制条件等，对封严装置进行结构方案设计。画出几种封严结构方案图。

(3) 对转、静子封严件进行热分析及其计算，确定转、静子封严件的温度场。

(4) 进行转、静子热变形匹配协调计算。

(5) 进行转子动力学计算、强度计算、确定转子的挠度、封严件频率、转子离心伸长和临界转速等。

(6) 封严篦齿流体动力学特性计算，确定篦齿的有关结构要素和封严间隙、泄漏量等。

应当指出，为了获得最低的泄漏率，采用尽可能小的间隙，尽可能薄的齿厚度是十分必要的。当然这些数据的选取应在工程应用、加工条件的允许范围内。

(7) 对转动封严件进行振动特性计算，画出堪培尔图。

(8) 在分析对比反复迭代的基础上，筛选出最佳结构方案。

(9) 结构技术设计。

(10) 进行详细的技术设计、绘制工程图纸，包括结构尺寸公差、形状公差、位置公差和配合、技术条件、材料(包括涂层等封严材料)、热处理等的确定。

(11) 进行有关级别的技术评审，送有关单位(包括承制厂)进行冶金、工艺、材料等会签。

12.5　涡轮主流道转、静子间的典型封严结构

航空发动机要求尺寸小，质量轻，而转子和静子在加工制造和使用中所能达到和维持的同心度均受许多条件的限制。转子的离心负荷和温度的变化会导致尺寸的显著改变，如极不均匀的温度、瞬态载荷和机动过载会引起零、组件的翘曲变形和位移，而这些变形是设计不能接受的。这就要通过采用先进的封严结构设计技术和方法，来较好地解决这一矛盾，以达到"紧间隙"的目的。

涡轮主流道转、静子间封严分两部分，一是主流道外壁转、静子间封严，主要是高、低压涡轮叶尖的封严；二是主流道内壁转、静子间的封严，主要是转、静子间的级间封严装置。

12.5.1　主流道外壁转、静子间的封严结构

为了把叶尖泄漏降低，涡轮每级工作叶片排都要采用外壁封严装置，在这种设计中，工作叶片是转动的，而叶片上面的环面或叫"磨道"是静止不动的。为了减少叶尖二次流的损失，必须保持叶尖最佳间隙。

12.5.1.1　高压涡轮叶尖封严结构

高压涡轮叶尖封严因其处于高温、高压、高速的燃气流道外壁，因此，封严装置设计对涡轮性能影响最大。图 12－1 为多台单轴和多轴转子实验器上获得的涡轮叶尖间隙对涡轮效率的影响关系曲线。从图可见，涡轮效率损失随工作叶片叶尖间隙面积与工作叶片流道面积之比的增大而增大。例如：涡轮在零间隙下，工作效率为0.9，那么当面积比增大到0.025时，

其效率将降低2%。正因为如此,国内、外军用、民用发动机对高压涡轮叶尖封严装置特别重视,作了大量分析、研究工作,研制了多种多样封严结构。

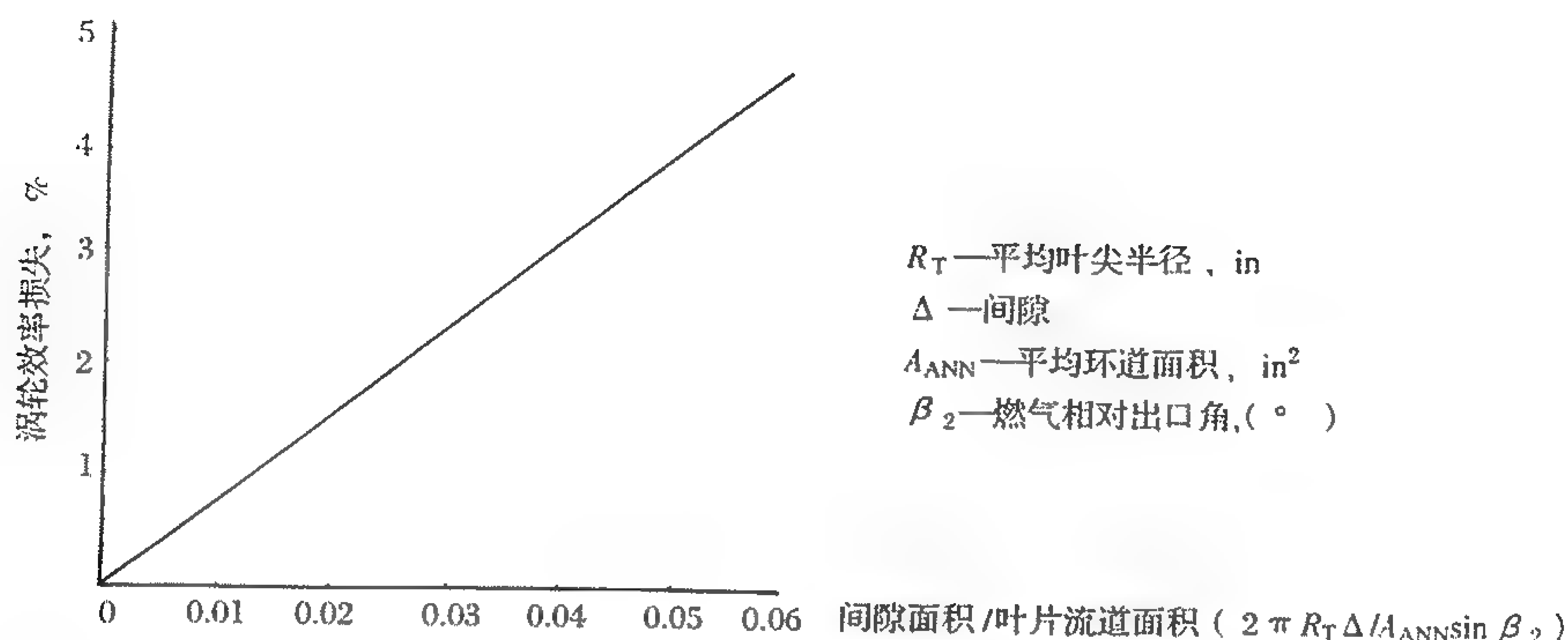


图12-1 典型涡轮效率损失与工作叶尖间隙关系

(1) 机匣连接式

如图12-2所示,高压涡轮叶尖封严结构由高压涡轮叶片、分段涡轮外环(叶尖封严弧段)、高压涡轮外机匣和转接环等组成。其特点为:

涡轮外环通过转接环连接到机匣上,涡轮外环的热胀冷缩直接受高压机匣热胀冷缩的影响,分段的高压涡轮外环应用了先进的易磨涂层,如镍、铬、钴等,以使转、静子一旦相磨,磨去的不是叶尖而是涂层。机匣的热响应特性是靠从压气机引冷却空气的流量和温度来控制的。调节涡轮盘温度来改变转子的热膨胀速率和转子的位置。

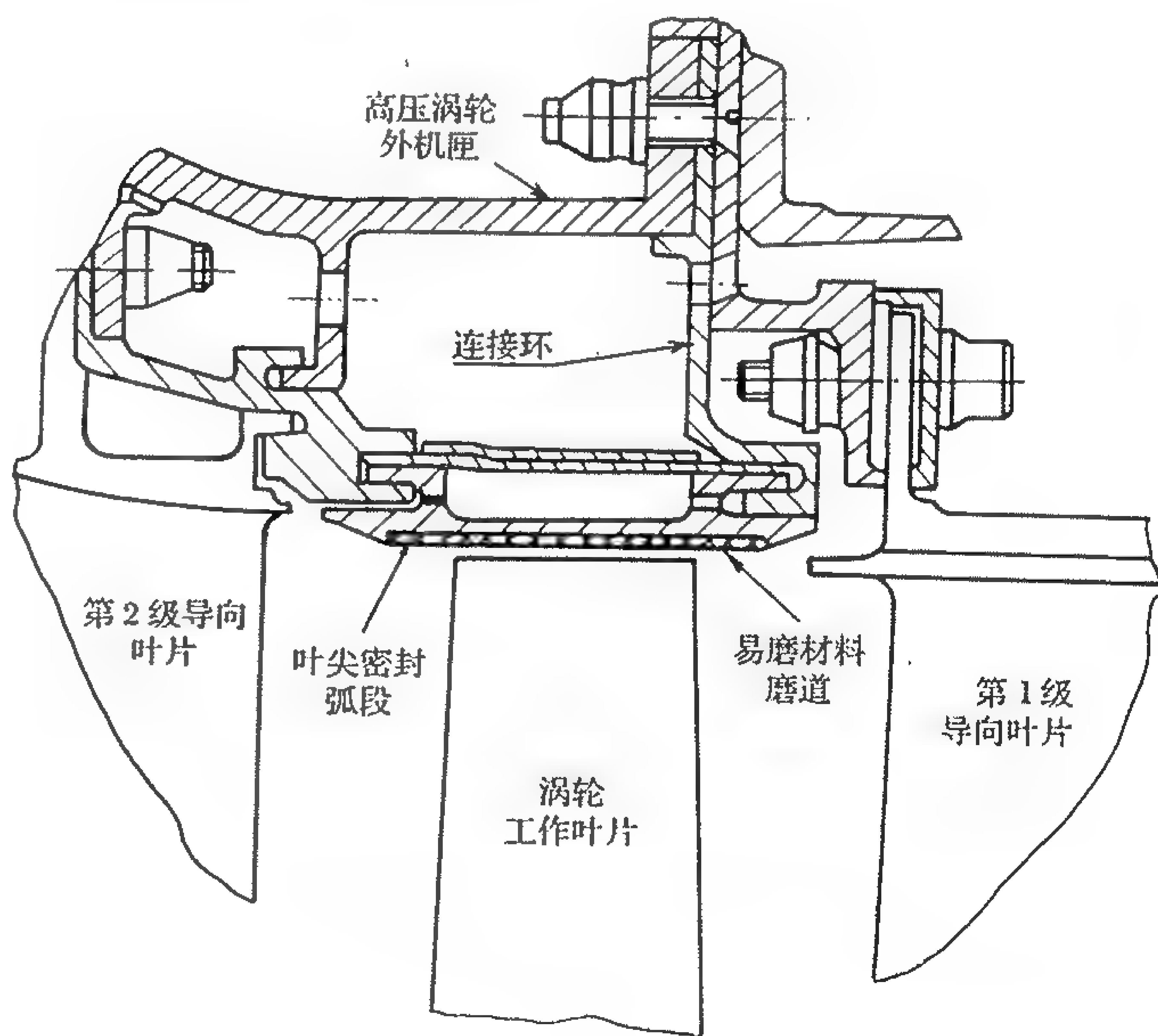


图12-2 机匣连接式涡轮工作叶片叶尖封严装置

总之,机匣连接式高压涡轮叶尖封严结构主要是通过控制机匣的热响应特性,避免转子与机匣外环过渡态相互摩擦并保证稳态达到"最佳间隙"。

图12-3和图12-4为WP15发动机和WP13发动机高压涡轮叶尖封严结构,均属机匣连接式。高压涡轮外环是分片的弧段,但弧段内表面没有涂层,是"光板",此外机匣也未引冷气进行控制,转、静子热响应匹配特性不理想,造成涡轮叶尖间隙较大。优点是结构简单、质量轻。

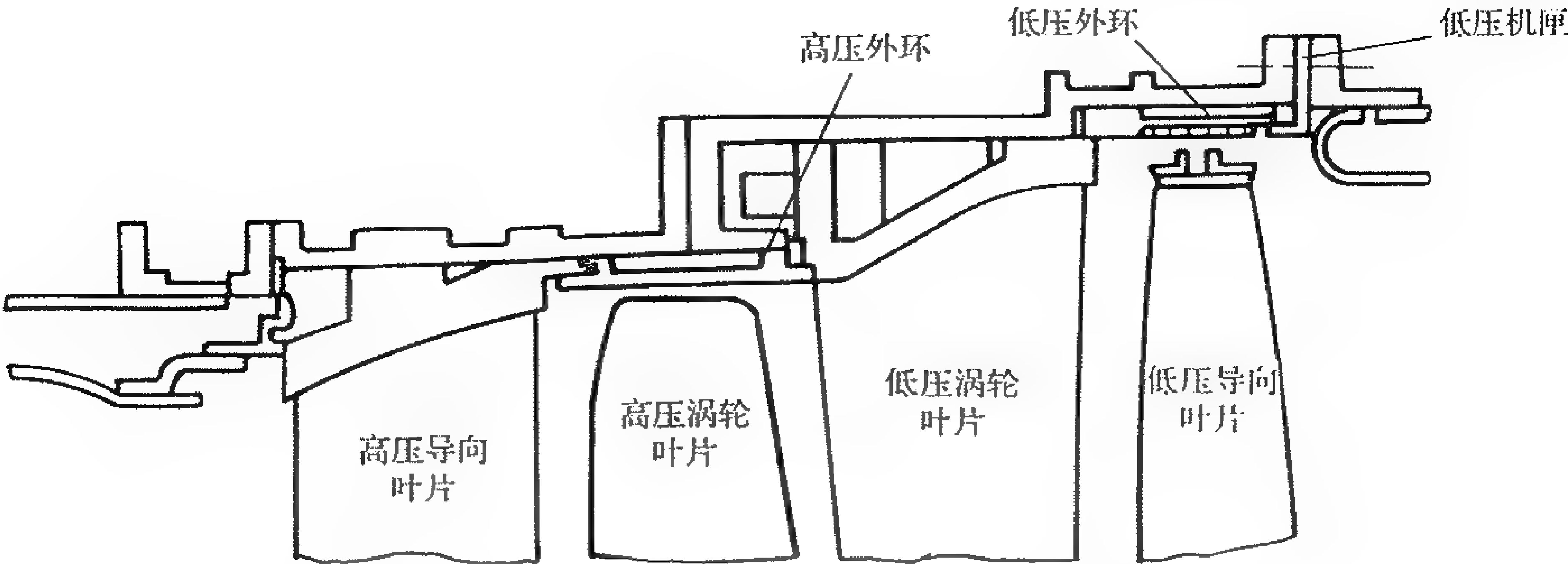


图 12－3　WP15 发动机高压涡轮叶尖转、静子封严结构

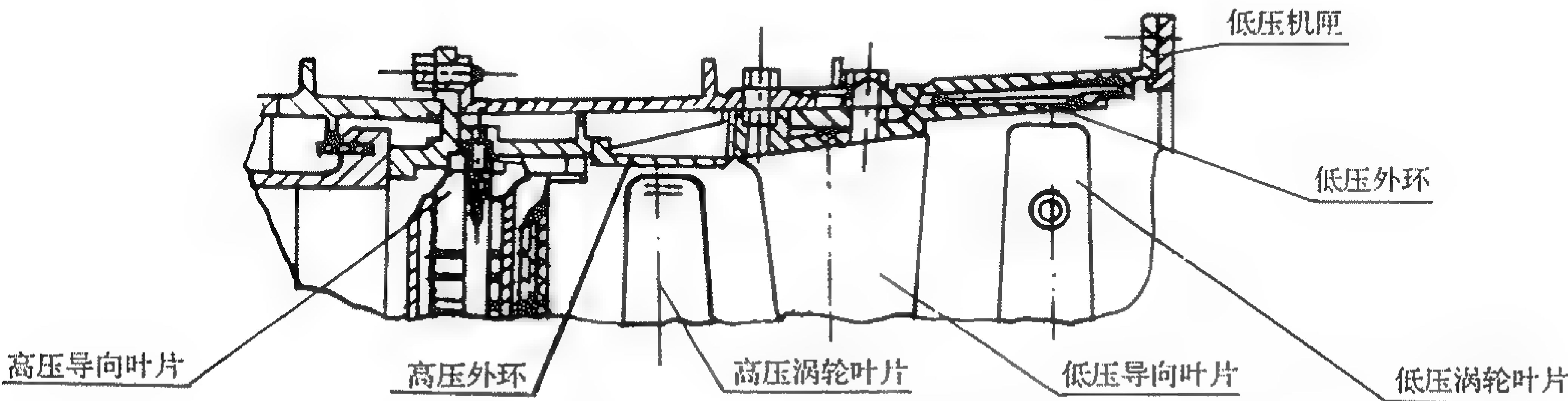


图 12－4　WP13 发动机涡轮外流道封严装置示意图

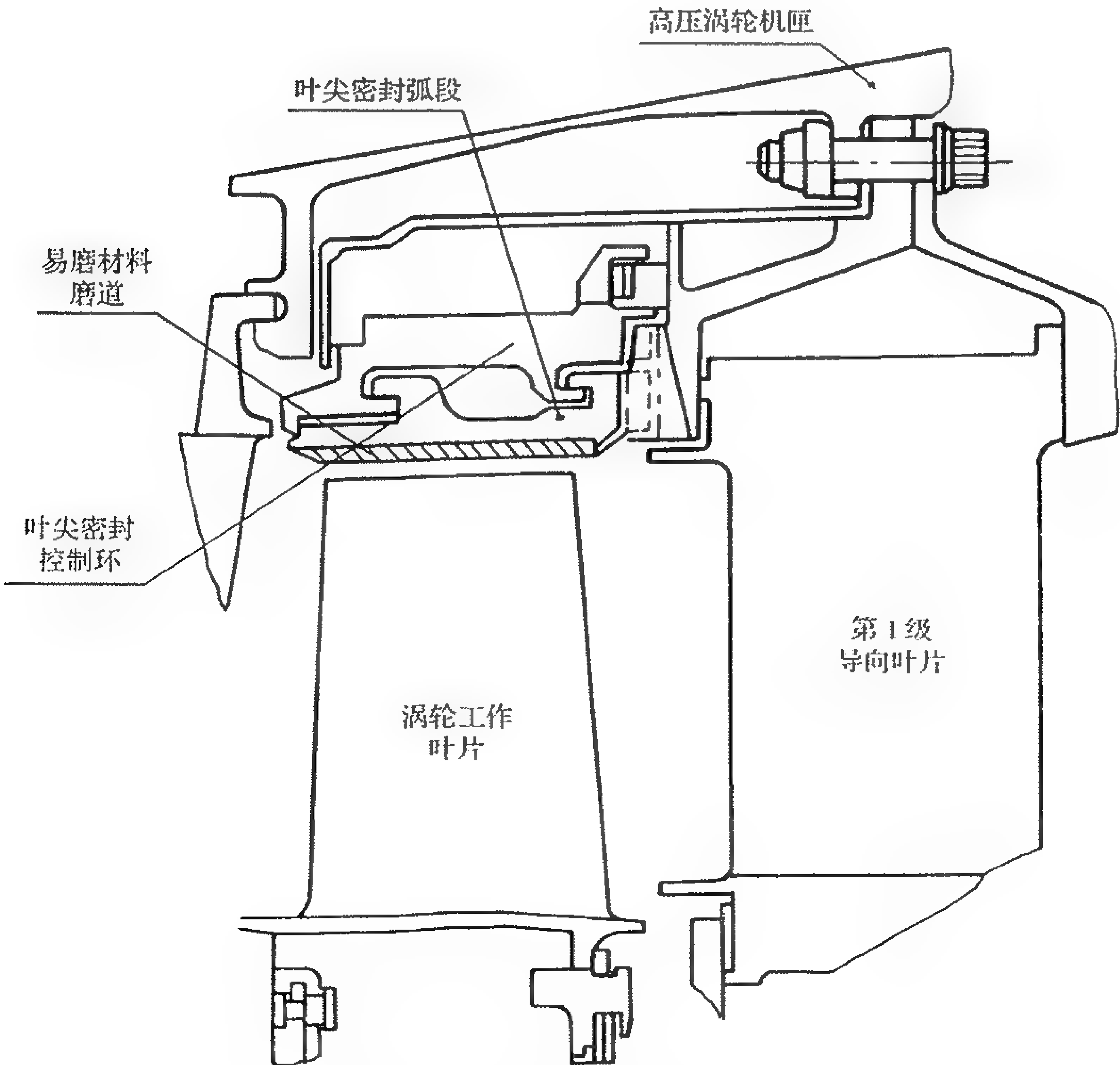


图 12－5　浮动控制式高压涡轮工作叶片叶尖封严装置

（2）浮动控制环式结构

图12－5为浮动控制环式高压涡轮叶尖封严结构示意图。该封严装置由高压涡轮工作叶片、分片的高压外环（其上设有易磨涂层镍、铝）、封严控制环等组成，其特点如下：

控制环是浮动的，不受高压涡轮机匣变形的影响。涡轮外环通过前、后凸缘定位于浮动环的相应环形槽内，高压外环的变形直接受浮动环变形的影响。没有单独引压气机冷气来调控浮动环的热响应特性。高压外环设有易磨涂层（镍、铝）。

总之，浮动控制环式的高压涡轮叶尖封严装置是通过精心、巧妙地设计浮动环结构，包括选用低线胀系数的材料在内，实现转、静子热响应特性较好的相互匹配，达到"紧间隙"的目的。

图12－6是某型发动机涡轮叶尖封严结构示意图，也是属于浮动控制环式结构类型，其详细介绍见后面的"被动间隙控制技术"，这里不再重复。

（3）高压外环整环式结构

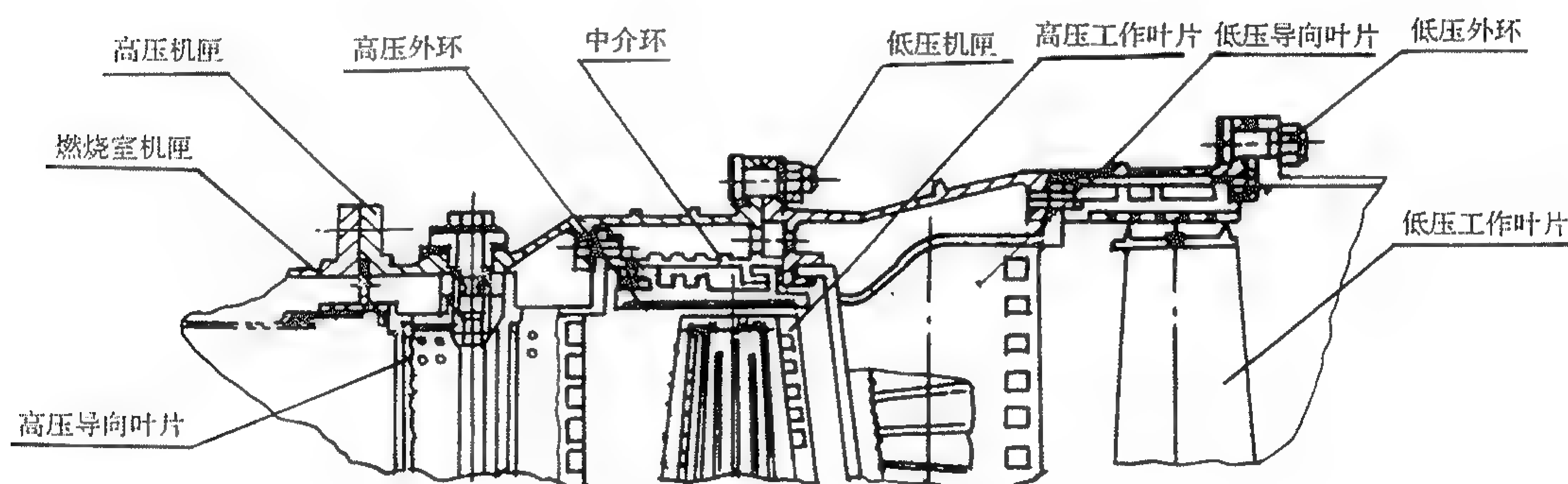


图12 6 某型发动机涡轮外流道封严结构示意图

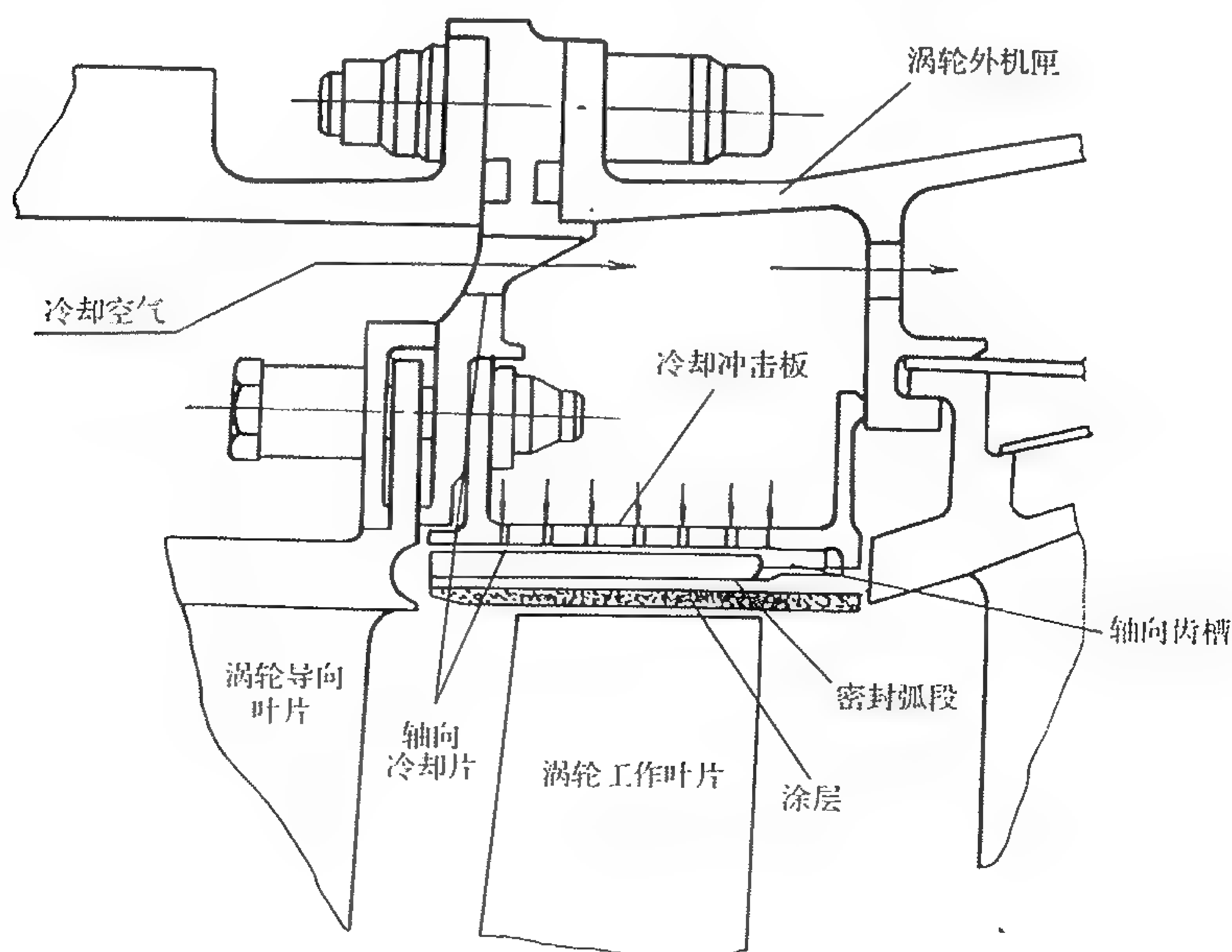


图12－7 涡轮工作叶片叶尖封严装置（整体式高压外环）示意图

图 12－7 为整体式高压外环封严结构。其特点是采用热响应特性，不同于涡轮机匣整体式封严环，压气机引气沿径向穿过冷却冲击板进行冷却。这股空气与轴向冷却片接触后，沿轴向向前流动，然后沿轴向流过封严环内表面，提供气膜冷却。高压外环上涂有易磨涂层，利用易磨涂层的隔热特性，使过渡态涡轮燃气温度的剧烈变化不影响封严环的热响应特性，达到"紧间隙"设计的目的。整体式外环设计的优点是消除了分片高压外环弧段的翘曲变形及涡轮主燃气流经各弧段之间缝隙的泄漏。这类封严结构的缺点是，发动机减速过程中响应滞后，从而使工作叶片与高压外环相磨。

图 12－8 发动机高压涡轮叶尖封严结构示意图。其特点是高压外环为整环，高压外环也未引气冷却，高压外环内表面也未设易磨涂层，静子件热响应特性完全取决于高压机匣，因此，转、静子热响应特性难于匹配和控制，只好通过牺牲效率采用大叶尖间隙来避免转、静子过渡态相磨。

当然，应当指出，这是前苏联早期研制的军用航空发动机。

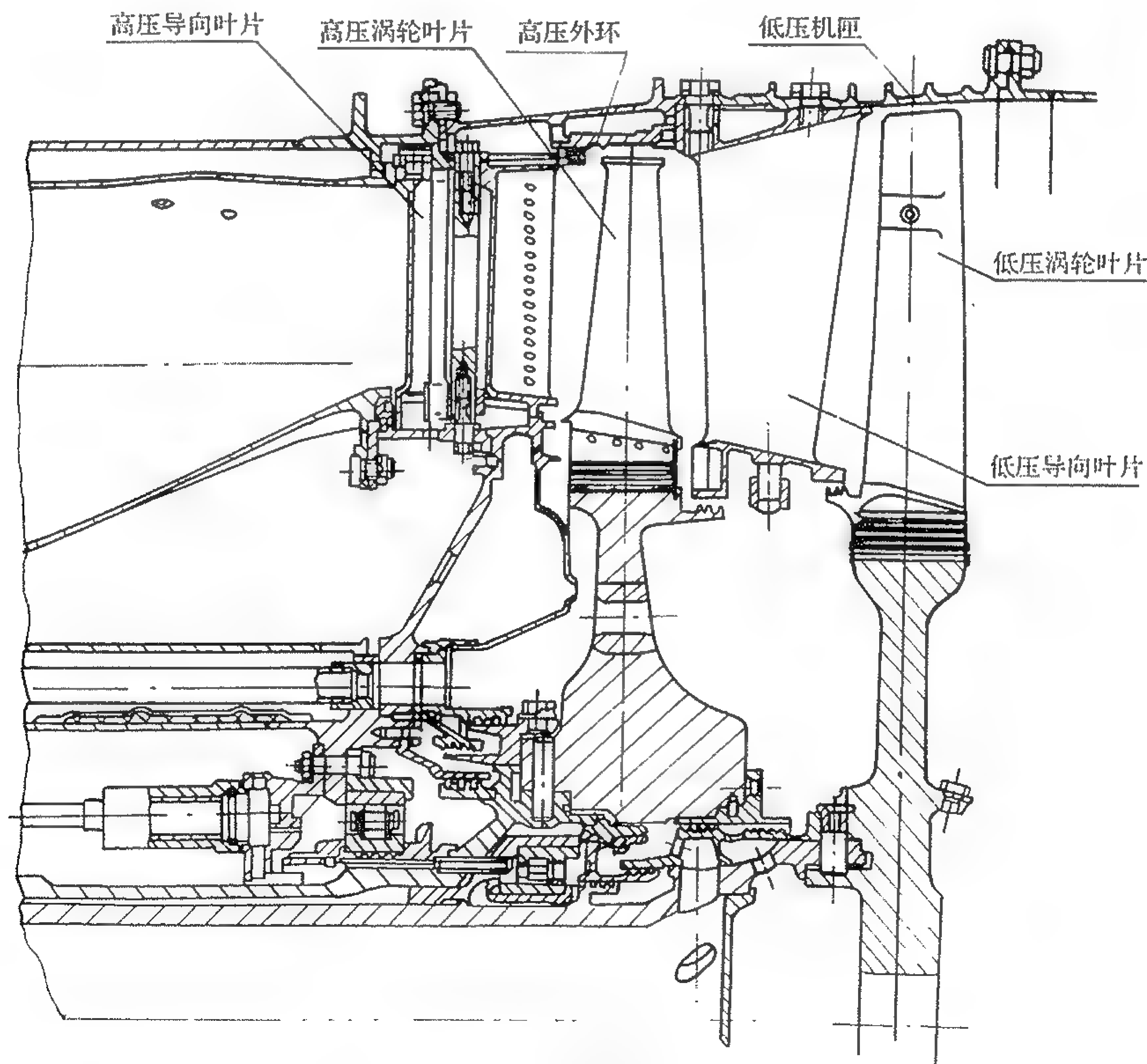


图 12－8　WP7 发动机涡轮结构

12.5.1.2　低压涡轮叶尖封严装置

低压涡轮叶尖封严装置由于与高压叶尖相比温度较低、压力较低，因此，大量采用迷宫式的非接触篦齿蜂窝封严结构。其封严机理是通过齿与蜂窝间形成若干节流间隙与膨胀空腔，对通过的燃气产生节流效应来增加泄漏流动中的阻力，使造成泄漏的压差急剧增加，从而起到封严的作用。为了尽量使气流动能转化成热能，而不以余速进入下一个间隙，篦齿要尽可能薄，并带锐角。齿与齿之间要保持足够的距离，或用高、低齿强制改变气流方向。流动长、拐弯

急、齿顶尖时，阻力大，压差损失显著，泄漏量减少。封严泄漏量的计算比较复杂，影响因素也比较多，一般采用近似的经验公式。

图12-9和图12-10分别为某A型发动机和某B型发动机的低压涡轮叶尖封严结构。从图可见，都是蜂窝钎焊在涡轮外环上，而转子叶片设计成具有阻尼减振效果的带冠叶片，叶冠上带有多道篦齿结构。两机不同之处是前者的涡轮外环为分片精铸件，而后者为板料钎焊蜂窝外环。采用蜂窝封严的另一个好处是可磨性较好，转、静子一旦相磨，磨去的是蜂窝，不是转子叶尖。

12.5.2 主流道内壁转、静子间典型封严结构

为了减少涡轮各排静子的泄漏，气流流道的内径必须进行封严。涡轮盘前端面和后端面也要根据发动机的具体情况进行封严。篦齿式的封严装置由于其构造简单，广泛应用于流道内壁的空气封严装置中。这种结构既可适于盘式转子结构，又能满足轴向力平衡的要求。采用鼓式转子，转子叶片内端的封严问题与工作叶片叶尖的封严问题类似，不过在这种情况下，静子叶片是不动的，而封严环是转动的，因此，导向叶片封严面设计可磨耗涂层或者蜂窝是十分必须的。

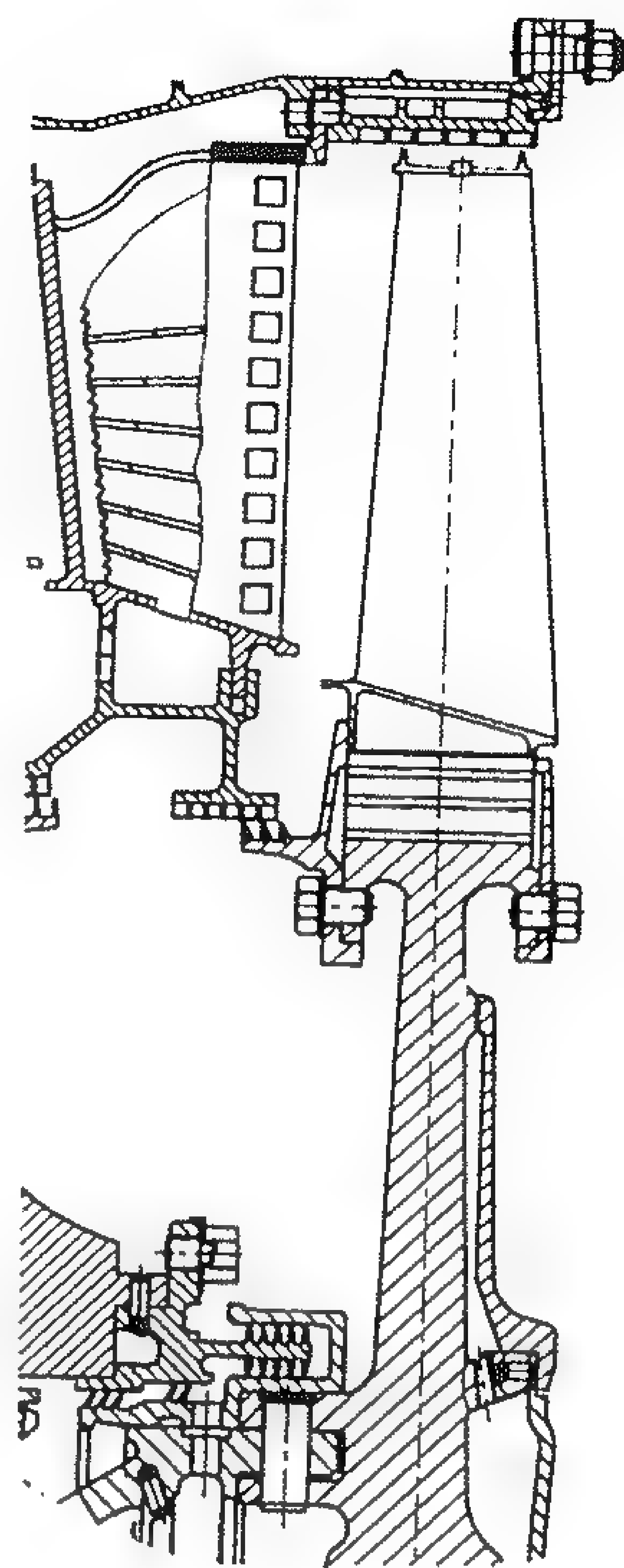


图12-9 某A型发动机低压涡轮叶尖封严结构示意图(铸造外环)

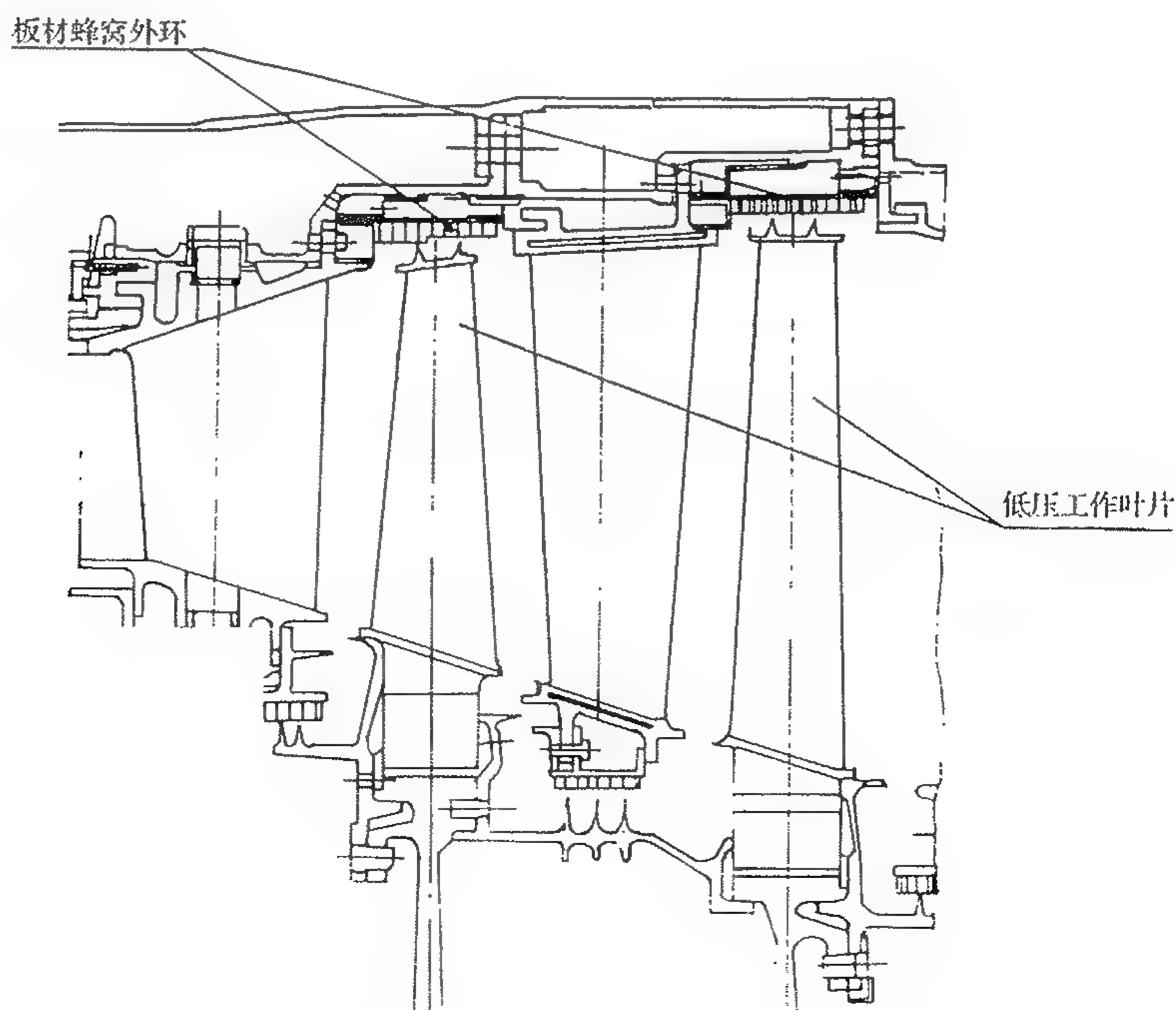


图12-10 某B型发动机低压涡轮叶尖封严结构(板材蜂窝)

12.5.2.1　典型发动机涡轮主流道内壁转、静子间封严结构(见图 12－11～12－13)

图 12－11 为某发动机涡轮内流道封严结构，其特点是：

(1) 高压涡轮盘前腔设计 5 道台阶式宽齿(齿厚为 1.5mm)封严装置，靠气体经过篦齿的膨胀、压力损失以减少漏气。结构简单，加工方便，其缺点是盘前 5 道封严齿的间隙不好控制。间隙小了，会导致涡轮截面振动大，间隙大了，碰磨振动消除了，但漏气量明显增大，影响发动机性能。因此，如何确定间隙是个设计难点，只有靠实践摸索、积累，以满足最终设计要求。

(2) 高、低压涡轮转子间设计了自动定心式级间封严环，该封严环是蜂窝钎焊结构，级间封严环变形不受低压涡轮机匣的影响，因而篦齿与蜂窝间的径向间隙大大减小，有利于提高涡轮效率。

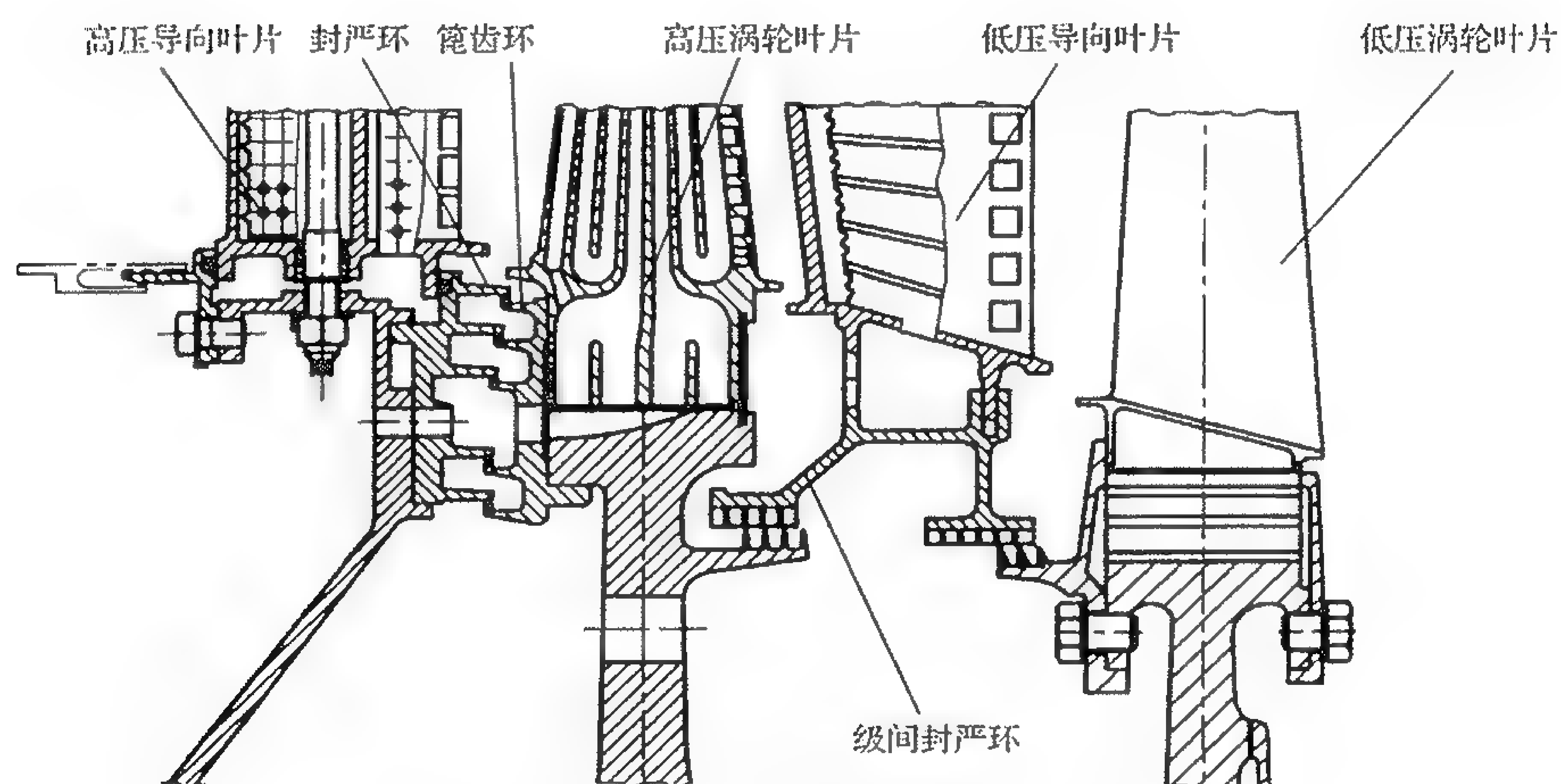


图 12－11　某 A 型发动机涡轮内流道封严结构示意图

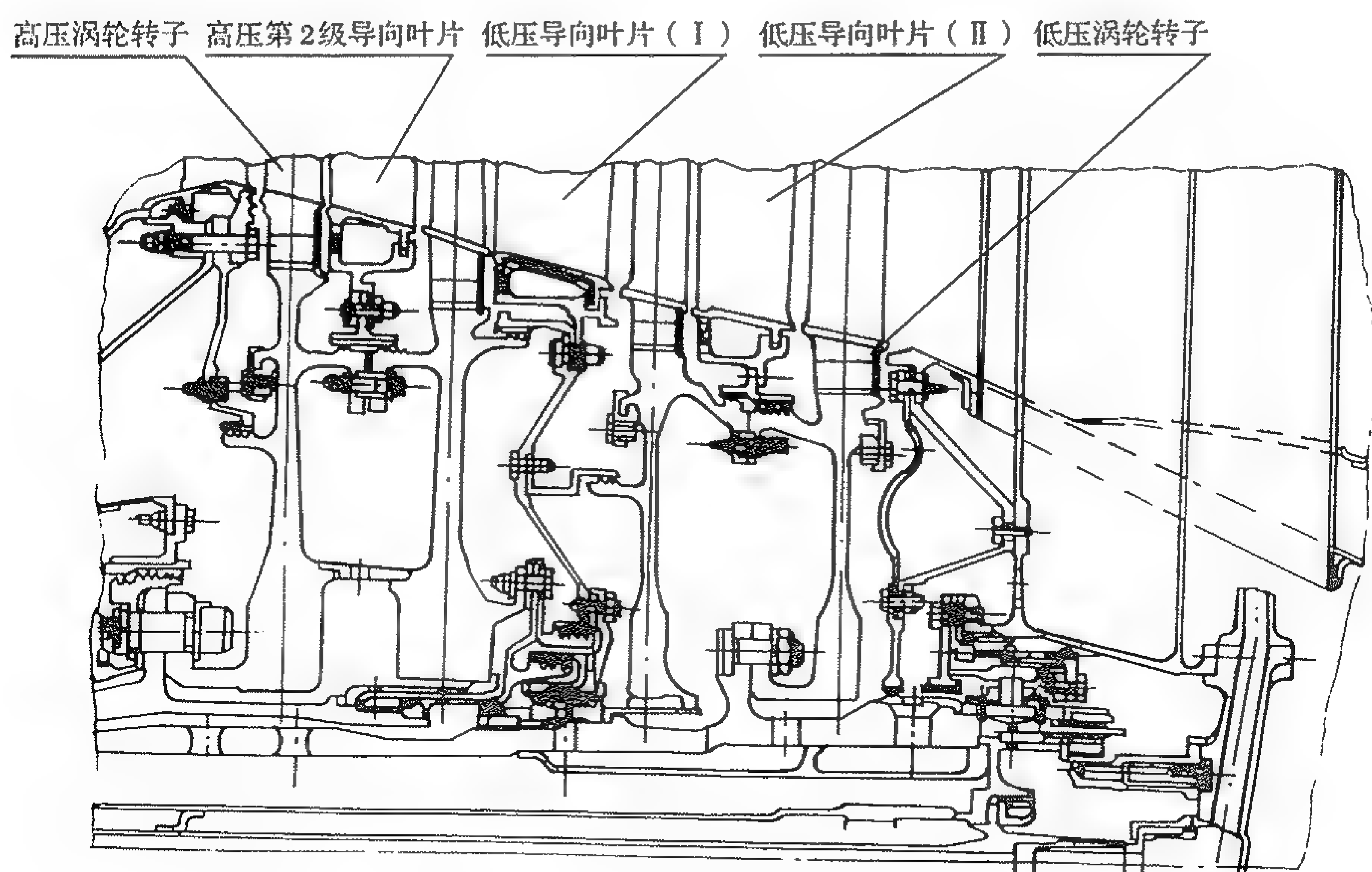


图 12－12　斯贝 MK202 发动机涡轮内流道封严结构示意图

从图12－12可见，斯贝MK202涡轮内流道的封严主要是采用篦齿、蜂窝结构来实现的，其特点：一是轮盘外伸篦齿，结构简单，减少了连接机件，但是一旦篦齿磨损就导致轮盘报废，带来重大经济损失。二是级间封严环也是采用浮动式的结构，其径向没有固定，热态可以在径向自由伸长而不受涡轮机匣的影响。因此，其径向间隙较小，有利于提高涡轮效率。当然与某机一样，径向间隙的确定和周向定位槽的磨损均是个设计难点。只有通过试车实践的摸索，积累经验才能最终解决。

图12－13为WP13发动机涡轮内流道封严结构。由图可见，高压涡轮盘前采用篦齿涂层的封严结构，但其篦齿环是一单独的机件，而高、低压涡轮盘间的转、静子封严也是采用篦齿涂层结构，但是其篦齿分别和高、低压涡轮盘做成一体，而相应的封严环则为低压导向叶片的内环凸缘。这种设计，虽然机构简单，但一旦损坏就会导致轮盘或叶片的报废，代价太高。另外一个缺点是，由于低压导向叶片是与涡轮机匣连在一起的，径向间隙受机匣变形的影响，因此，其间隙大，影响发动机性能。

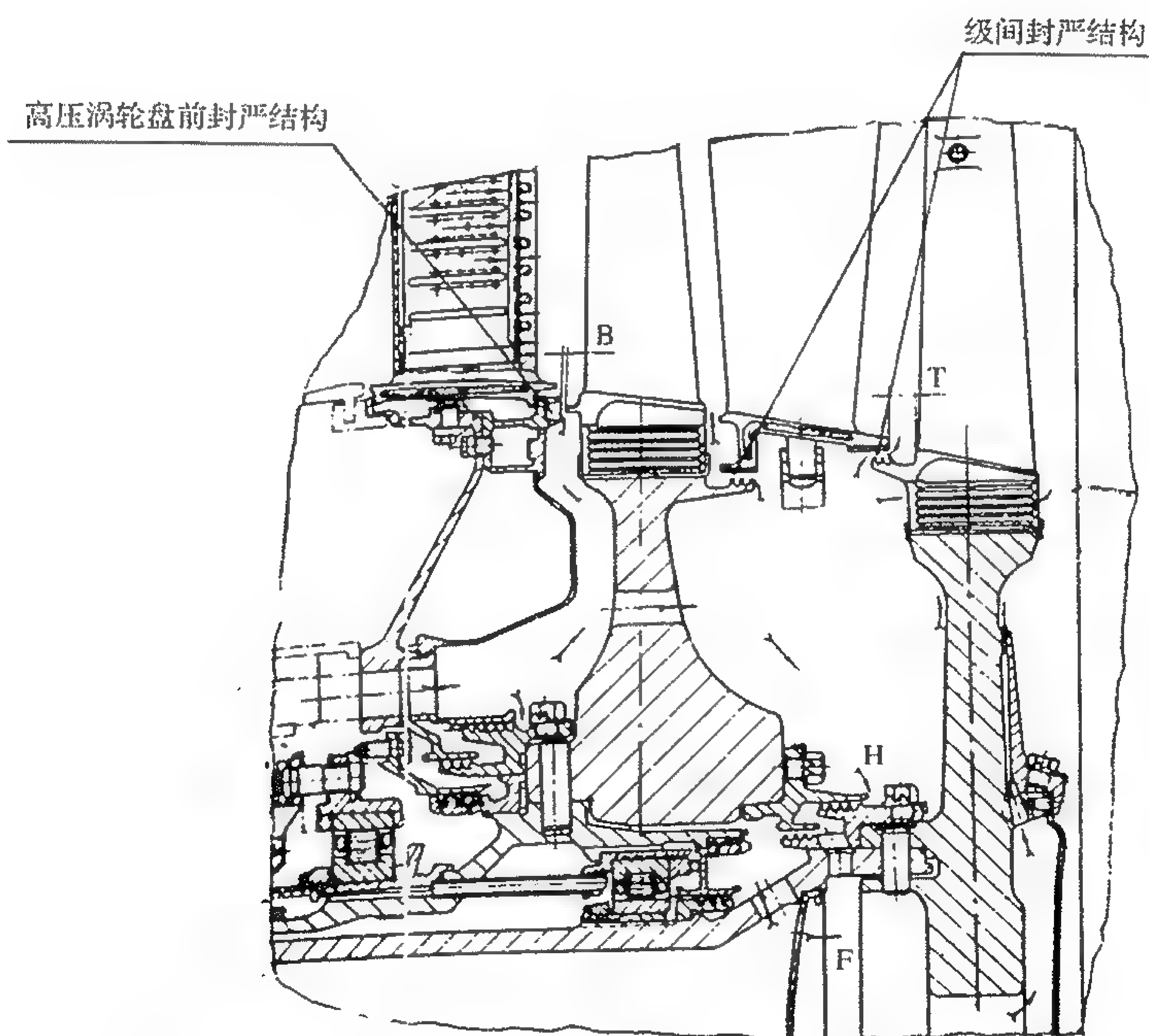


图12－13 WP13发动机涡轮内流道封严结构示意图

12.5.2.2 高压涡轮盘前、后内腔封严结构

（1）CFM56发动机高压涡轮盘对齿封严结构

高压涡轮盘前、后出口封严俗称对齿封严结构。这种结构见图12－14。它是在转动件的前后各伸出一个封严篦齿，与之相对应的静子件也相应伸出叉口型的篦齿，两者构成迷宫式结构。GE公司设计的发动机广泛地采用这种称为"天使之翼"的封严并收到了良好的效果。这种封严结构简单，设计的关键是封严间隙的确定。间隙小了，封严效果好，但会导致转、静子相磨，损坏机件。间隙大了又会影响封严效果，达不到预期的目的。为此，要做过细的分析计算工作及必要的试验验证。

（2）WP15发动机高压涡轮盘前台阶式封严结构

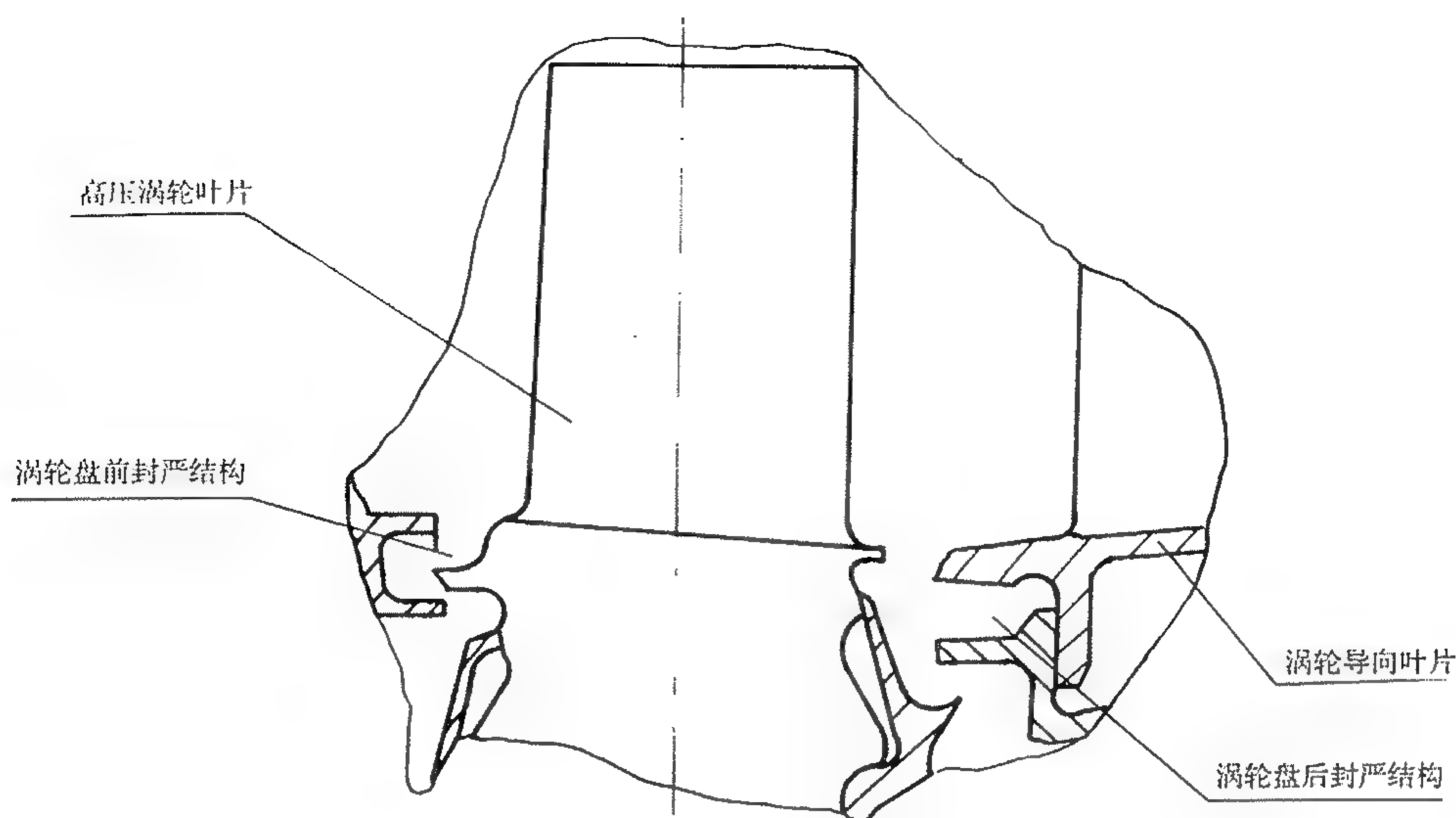


图 12－14　CFM56 发动机高压涡轮盘前后对齿封严结构

图 12－15 为 WP15 涡轮内流道封严结构，其优点是采用 5 道封严，结构虽然比较复杂，但封严效果较好，封严间隙的选取和控制同样是个难点，为避免封严篦齿磨损，封严环上喷涂耐高温的易磨涂层（镍、铝类）。

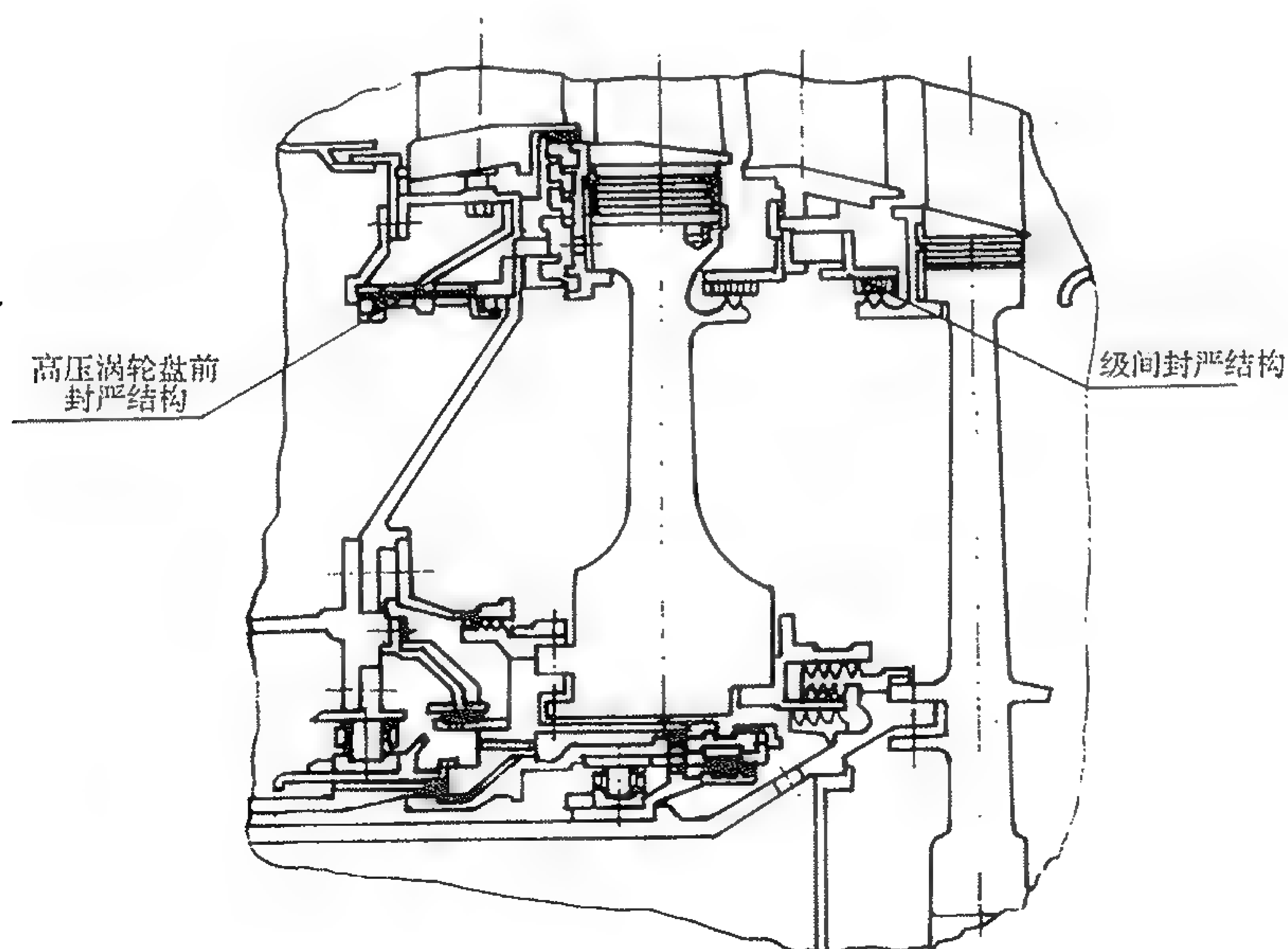


图 12－15　WP15 发动机涡轮内流道封严结构示意图

12.5.2.3　涡轮级间封严结构

涡轮流道内壁的封严结构设计主要体现在级间封严结构设计上，在设计中要做的分析、计算和结构方案等工作项目和内容基本上与高、低压涡轮叶尖封严装置设计类似，即要进行转、静子热变形协调计算、转子动力学计算、构件强度计算、封严篦齿流体动力学特性计算、转子振

动特性计算等。下面介绍几种典型的级间封严环结构。

（1）分段环式涡轮级间封严环装置（见图12－16）

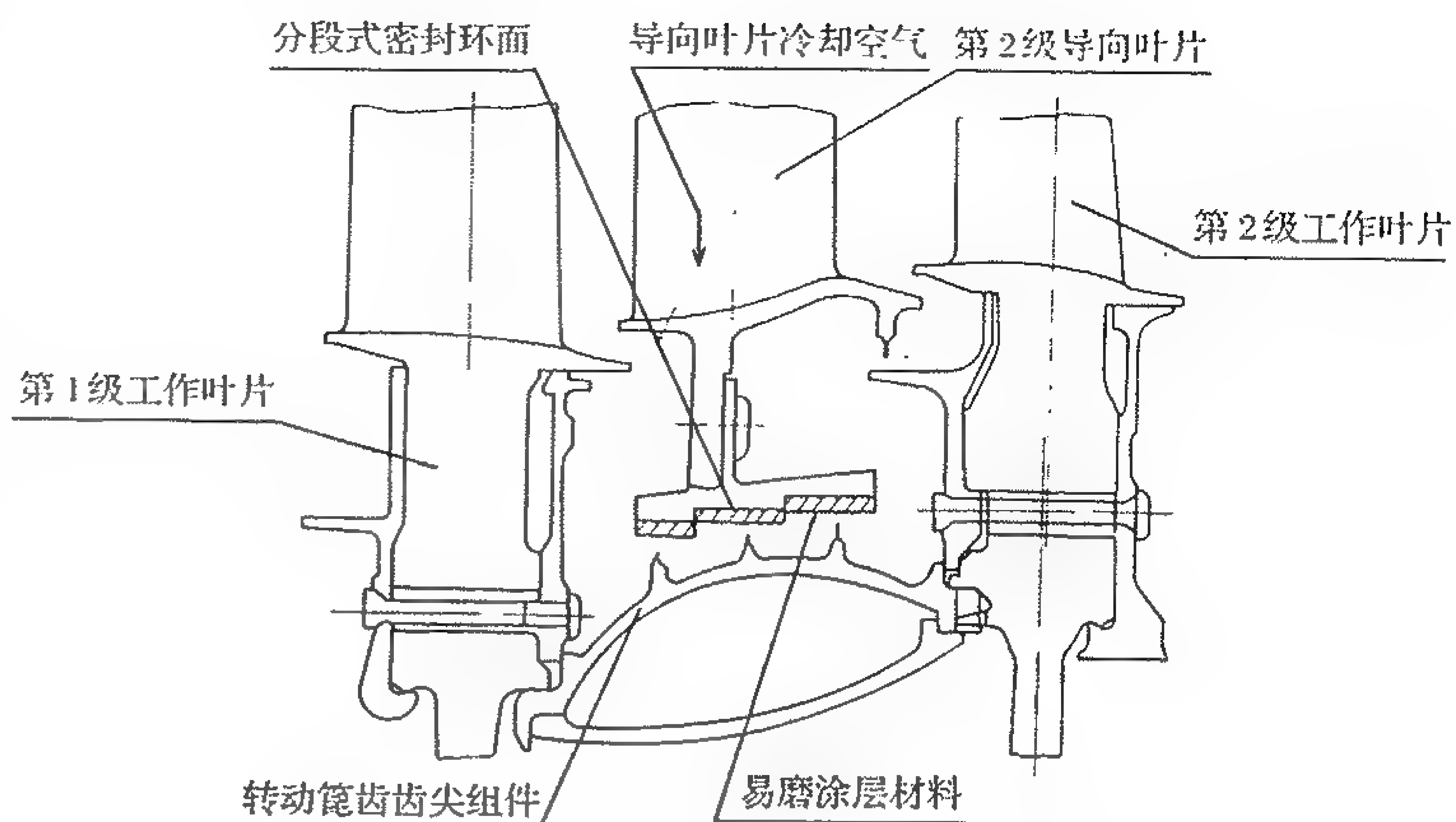


图12－16　机匣连接分段环式涡轮级间封严装置

从图可见，级间封严装置由转子上的台阶篦齿和相应的分段式的封严环组成。级间封严环面上喷涂易磨材料，而级间封严环通过螺栓连接在导向叶片内环上，而导向叶片又与涡轮机匣连成一体。由于级间封严环与机匣连成一体，因此，封严环面的响应速度和热伸长要与涡轮盘控制的齿尖响应速度和热伸长相匹配，否则会造成机件相磨，影响封严效果。

（2）浮动整环式涡轮级间封严装置

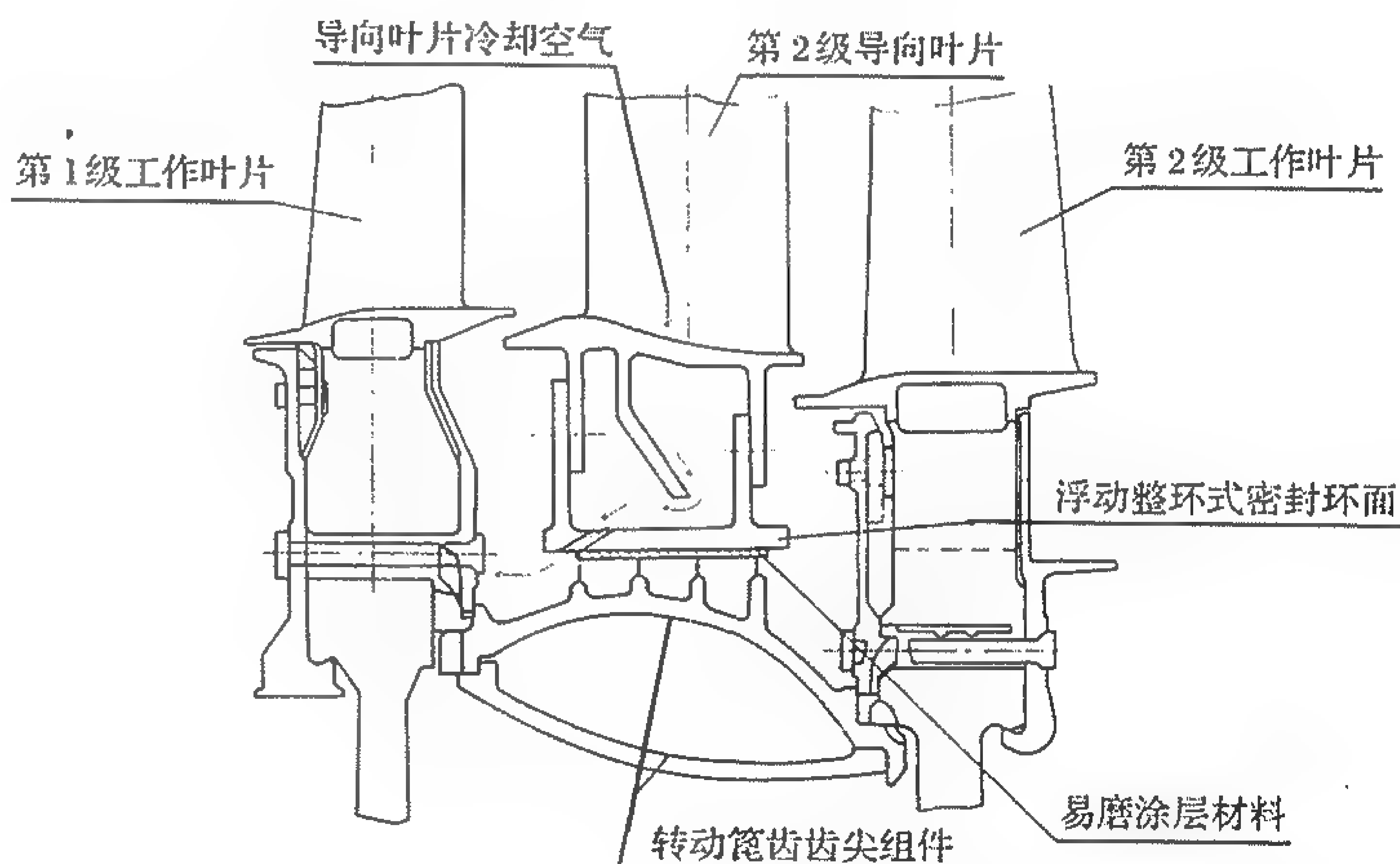


图12－17　浮动整环式涡轮级间封严装置

图12－17是一种整体式封严环面，它不依赖于机匣和转子的位置而可自由浮动。整环设计具有双稳定性特点。如果封严间隙因过渡态响应偏差或封严性能恶化而增大到超过设计值，则进入的燃气会使环膨胀到一个比设计间隙大得多的稳定间隙。当热不稳定发生在给定间隙下，封严装置泄漏的冷却空气与倒流的热燃气二者掺混后的温度超过环的温度时，则又恢复了稳定性。

为了增加易磨性，改善封严效果，密封环面喷涂易磨涂层或钎焊蜂窝结构，浮动式的封严装置可大大减小封严间隙。因此，此种封严结构被广泛采用，某A型发动机、斯贝MK202、某B型发动机均成功地采用，并收到良好效果。

（3）某型发动机涡轮级间封严环结构（见图12－18）。

这种封严结构由低压涡轮导向叶片、级间封严环和低压涡轮机匣等组成。其特点是级间封严环是整体的。前、后内环表面钎焊小格子蜂窝。低压涡轮导向叶片下缘板内凸缘插入级间封严环的环形槽中，起轴向定位作用。而低压涡轮导向叶片下缘板前凸块插入级间封严环的径向槽内，起角向定位作用。而级间封严环径向可自由膨胀，是属于浮动式整环封严结构。其转、静子之间的热响应特性匹配是通过精心设计，合理选材和冷却空气系统来实现的。实践表明，效果良好，大大缩小了级间封严间隙，提高了涡轮效率，改善了涡轮性能。

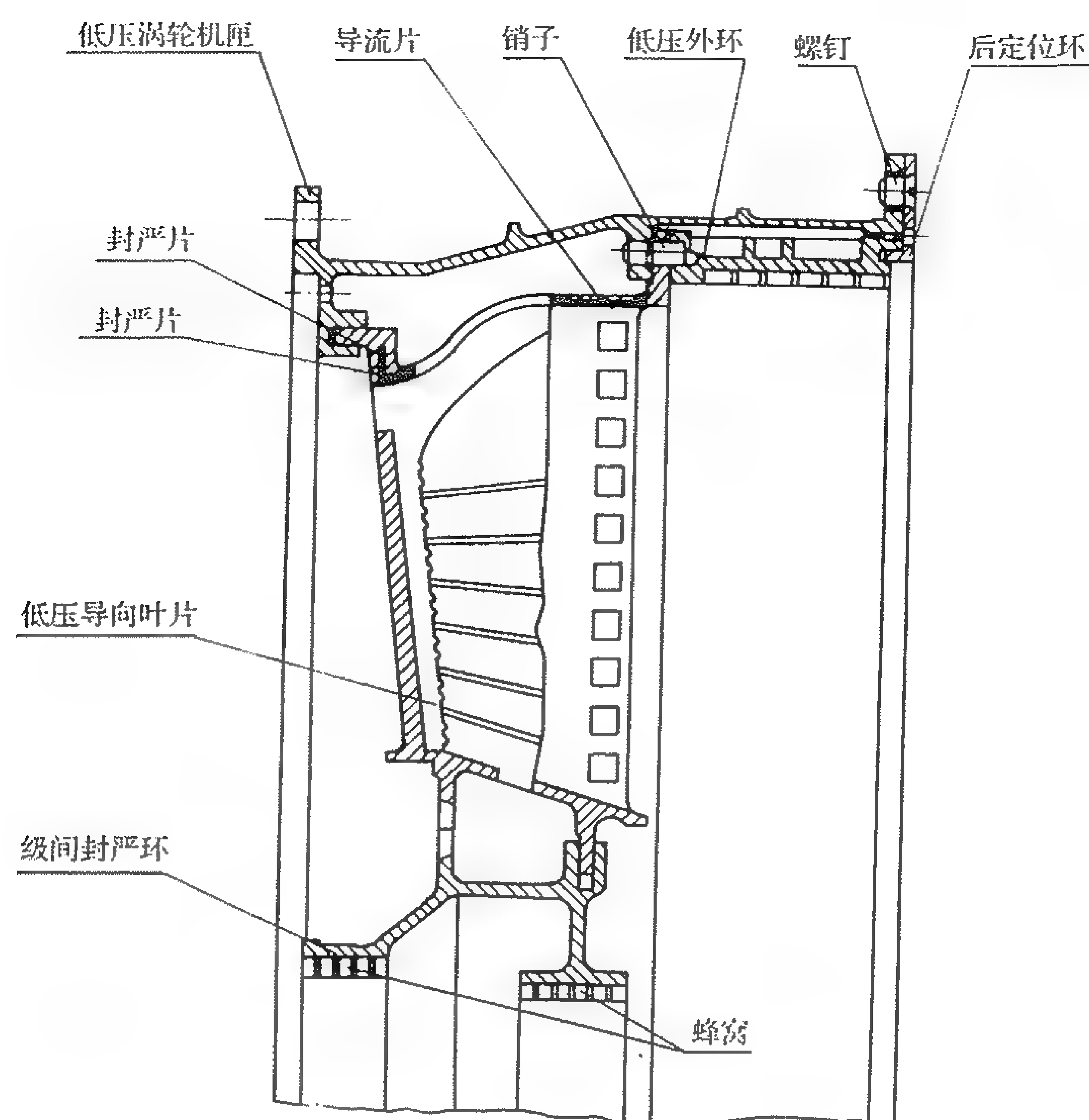


图 12－18　某型发动机低压涡轮导向器结构示意图

12.6　涡轮静子件间的典型封严结构

涡轮主流道中主要的静子件是涡轮导向叶片、涡轮外环、机匣等。由于这些机件温度高，温场不均匀，热伸长、热变形极为突出，因此，对静子件间的封严结构设计的基本要求是既要保证可靠封严，又要避免因热胀造成过大的接触应力，而导致机件的变形、磨损、甚至损坏。

12.6.1　高压涡轮导向叶片前缘上、下端面与燃烧室火焰筒内、外套端面间的封严结构

燃烧室出口与高压导向叶片内外上、下缘板端面间的封严装置对于稳定燃烧室出口温度场，避免高压导向叶片过热变形起着重要作用。国、内外航空发动机对此处的封严极为重视。结构形式多种多样，现将比较典型的几种进行简要介绍。

（1）CFM56 发动机带卡簧浮动叠片封严结构

如图 12－19 所示，该结构由 23 个封严片 A，23 个封严片 B，46 个卡簧 C，46 个销轴 D 组成，销轴 D 插在叶片外缘板的小孔上，用卡簧卡住封严片依次挂在销轴上，23 个封严片 A 构成一个整环，各片间留有周向间隙，以保证热态自由伸长，封严片 B 搭在 A 上，相互搭接，以减小漏气。封严片 A，B 一端插在叶片缘板槽内，另一端贴合在火焰筒后端壁上。在气流压力作用下，保证各种工作状态下可靠封严，从而减小了漏气损失，保证了燃烧室出口温场和高压导向叶片的冷却效果。

（2）某型发动机高压涡轮导向叶片封严结构

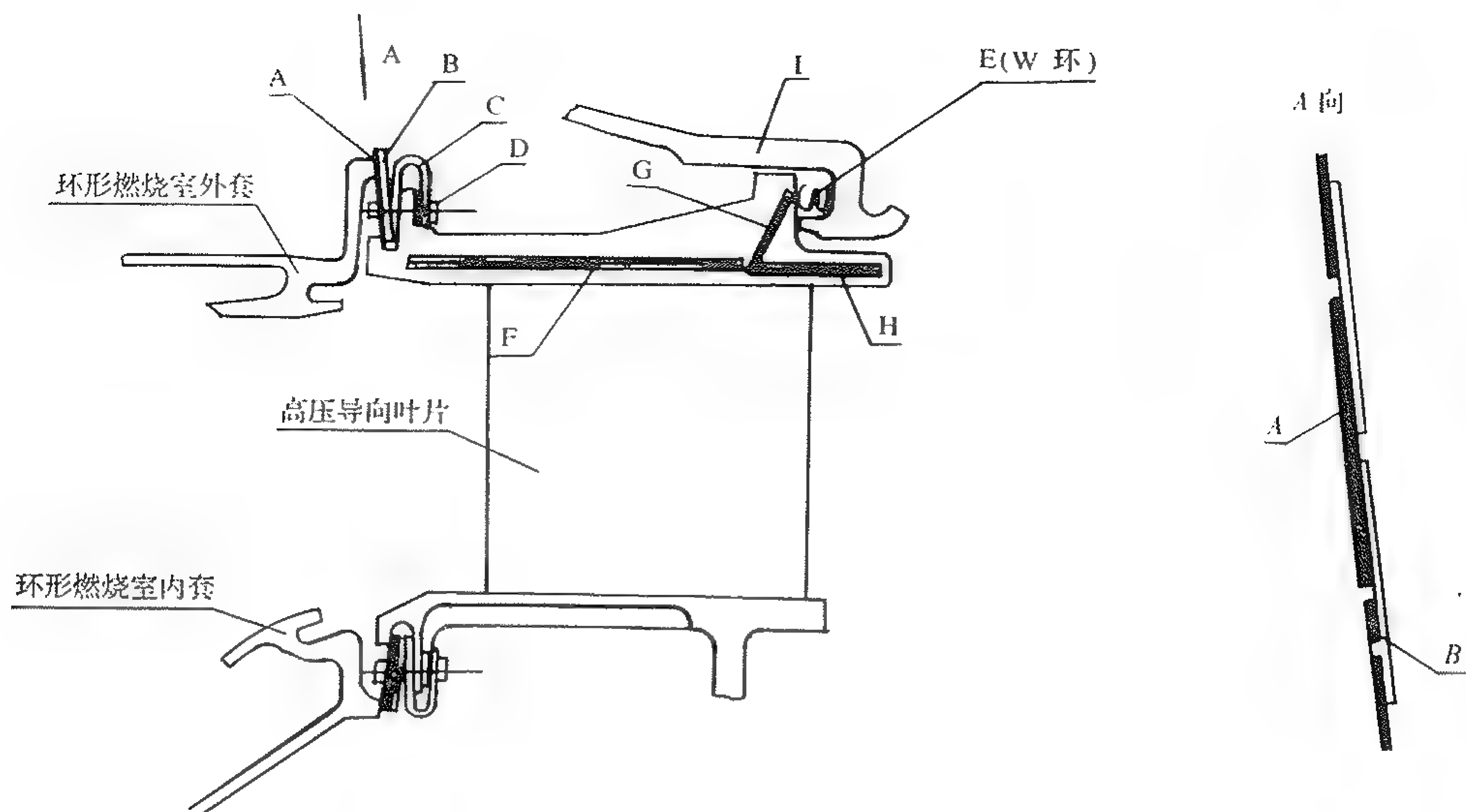


图 12－19　带卡簧的浮动叠片封严、“W”型封严环和封严片封严结构

从图 12－20 可见，燃烧室内、外套与高压导向叶片上、下缘板端面间封严结构由内、外定位环、密封圈等组成。

图中，封严圈由编织套和套管组成。外定位环外圈上设计的密封圈起到了减小高压导向叶片前端面漏气作用。内定位环上也设计有密封圈，以减小导向叶片下缘板端面的漏气。高压导向叶片隔墙与高压机匣之间也有密封圈。有效地减少了高压导向叶片前、后腔互相串气的影响，确保前、后缘导向叶片的冷却效果。

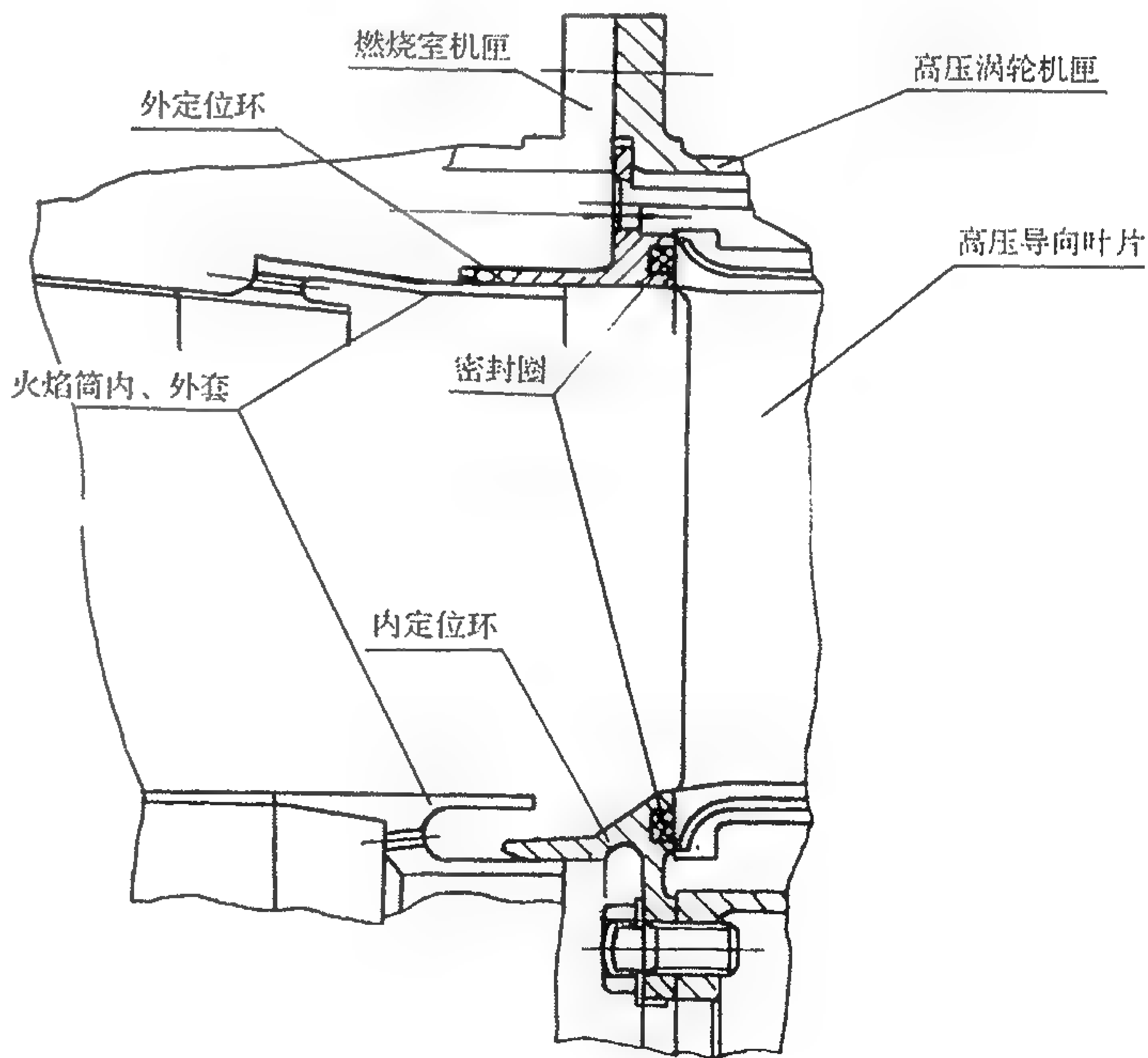


图 12－20　某型发动机高压导向叶片端面与燃烧室内、外套间的封严结构

(3) АЛ－31Ф 发动机板材焊接插入式封严结构(见图 12－21)

从图 12－21 可见，火焰筒外套与高压导向叶片上端面封严靠板材焊接件 a 实现，下端面封严靠板材焊接组件 b 来实现。结构简单、加工方便、较好地解决了高温件热态变形协调问题。

(4) WJ5A1 发动机的“柔性”封严，“W”封严结构

如图 12－22 和图 12－23 所示，在导向器上缘板的前端采用板材滑配合结构，允许导向器

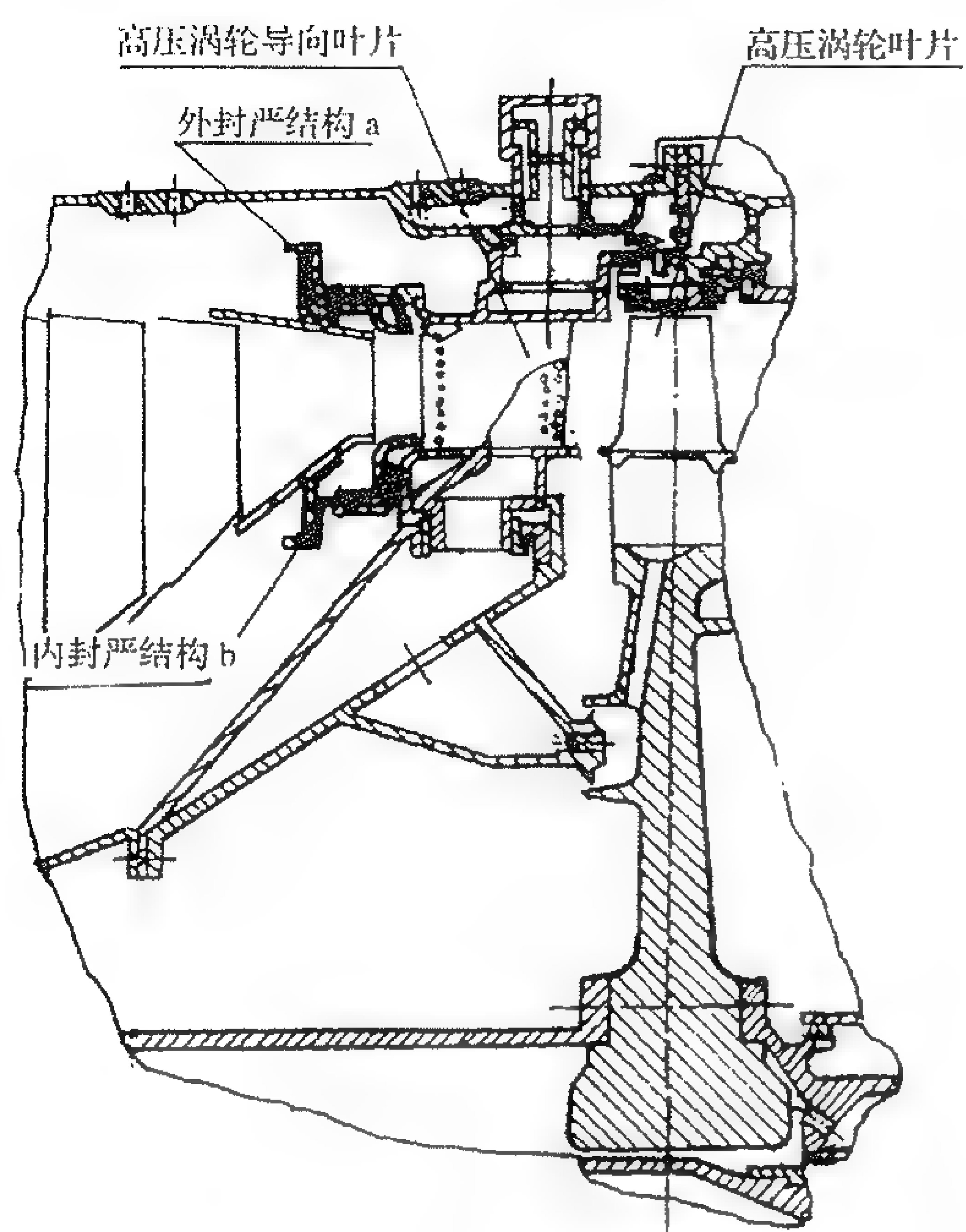


图 12－21　АЛ－31Ф 发动机火焰筒内、外套与高压导向叶片间的封严结构

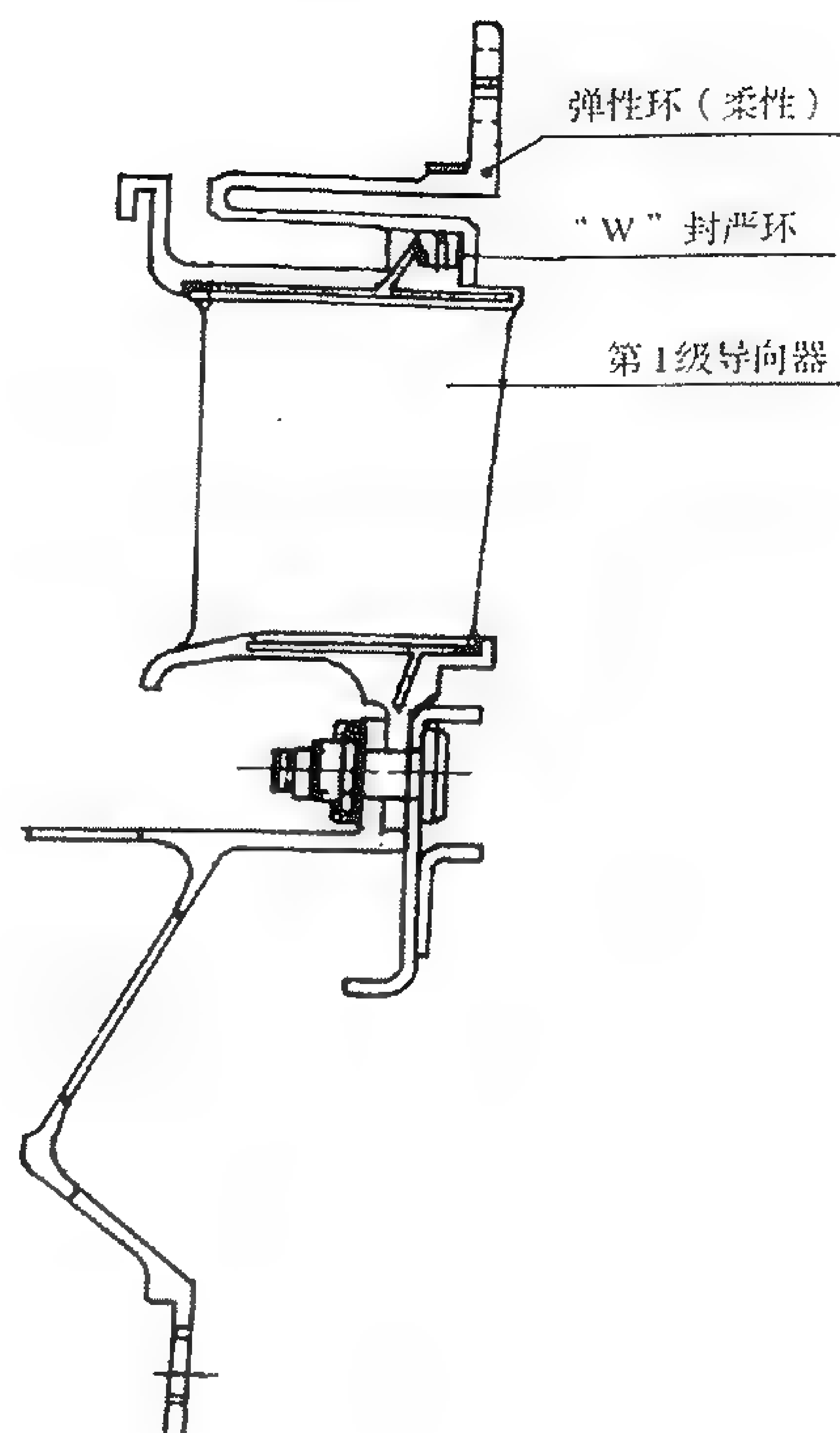


图 12－22　WJ5AI 发动机涡轮"柔性""W"环封严结构

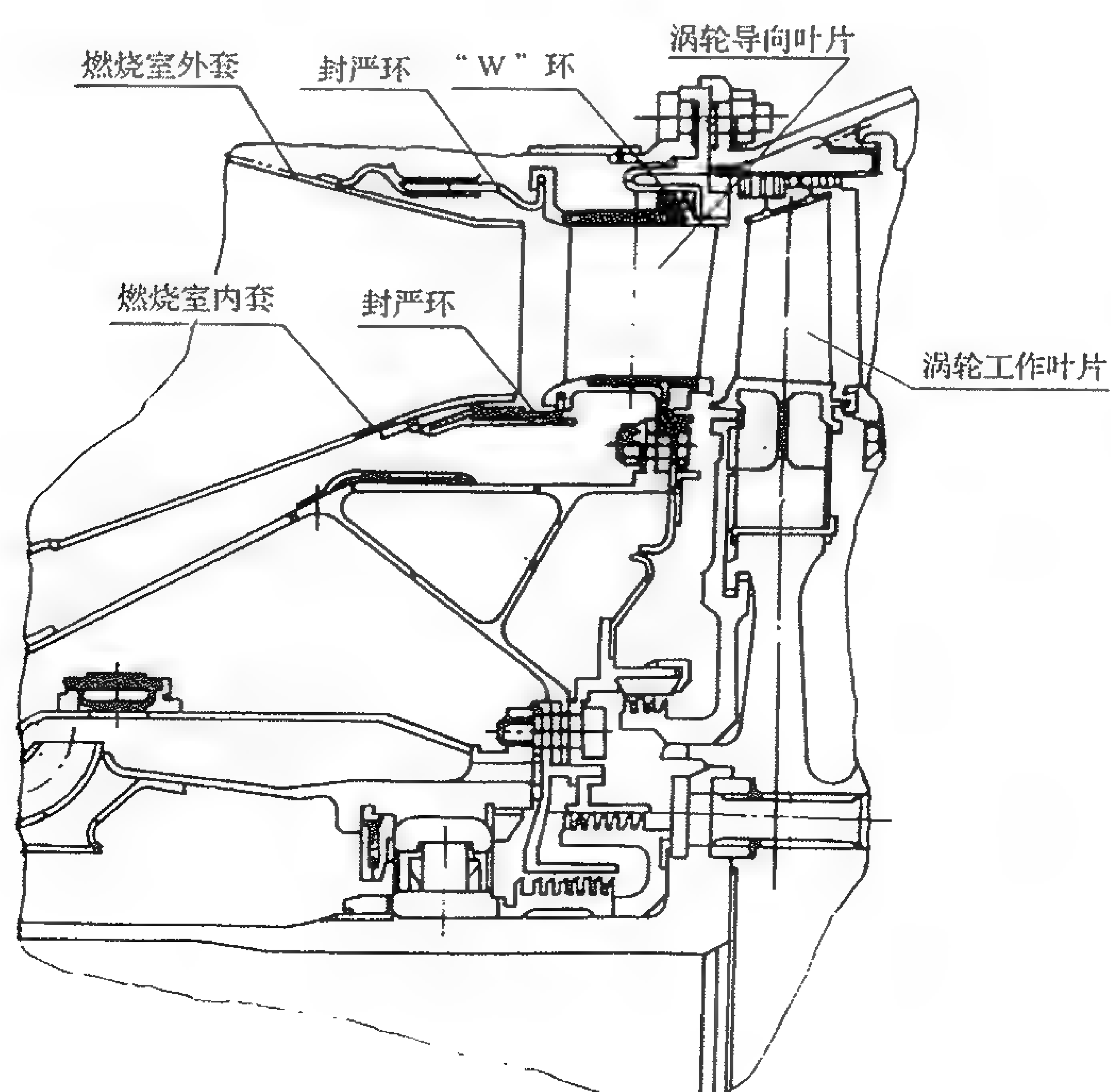


图 12－23　WJ5AI 发动机涡轮导向叶片端面与燃烧室内、外套间的封严结构

在轴向和径向相对于燃烧室移动，同时又能防止燃烧室的冷却空气由此进入燃气流道。涡轮导向器下缘板的前端与燃烧室内套的封严是用连在燃烧室内套的柔性封严环来实现的。该封严环与导向器内支承有一个可滑移的过盈配合。装配时要保证这个径向配合的紧度以保证过渡态良好的密封效果。

12.6.2　涡轮外环间的封严结构

涡轮外环分高压涡轮外环和低压涡轮外环。但无论是高压外环还是低压外环，先进的发动机都是采用分片式结构，而不是像早期发动机那样采用整环结构。这样做的目的是避免热变形不协调导致机件的损坏。分片带来的问题是各片外环间存在周向间隙。为了减小漏气损失，涡轮外环设计成搭接式的。图12－24～12－27示出各种型式的涡轮外环结构。

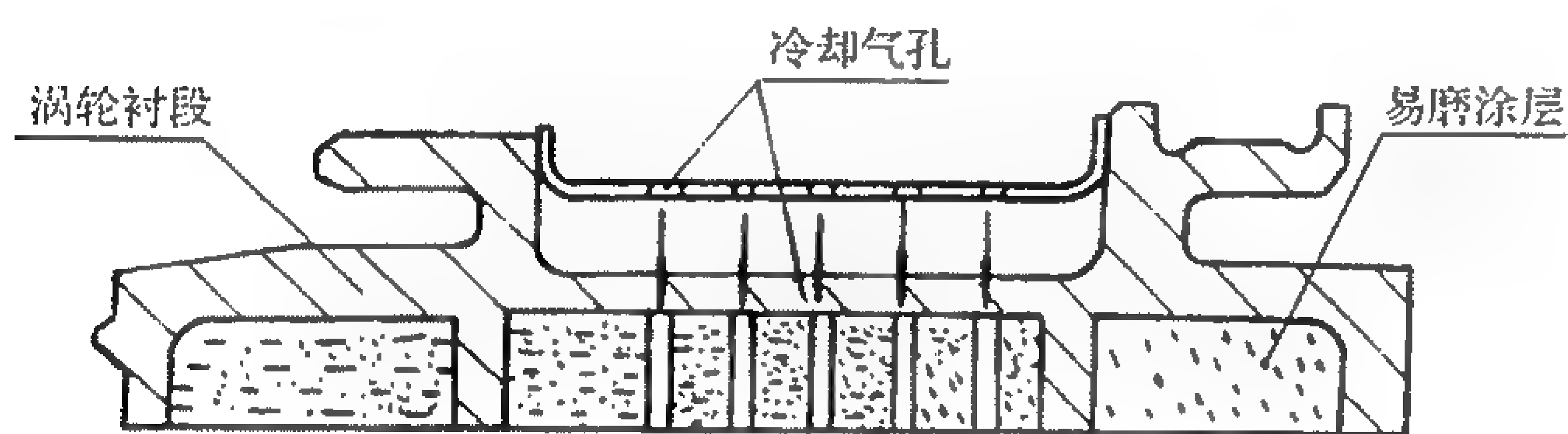


图12－24　带冷却孔及易磨材料的涡轮外环

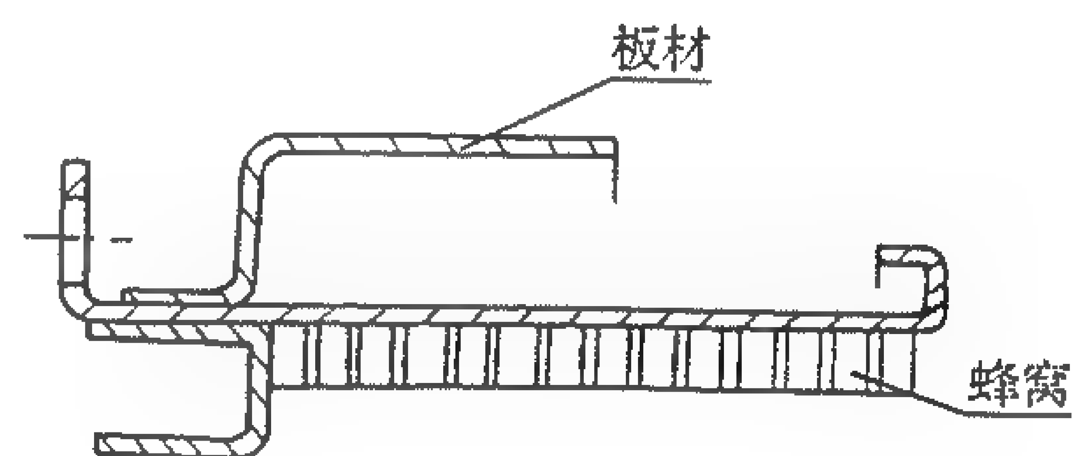


图12－25　某型发动机搭接式分片板材蜂窝外环示意图

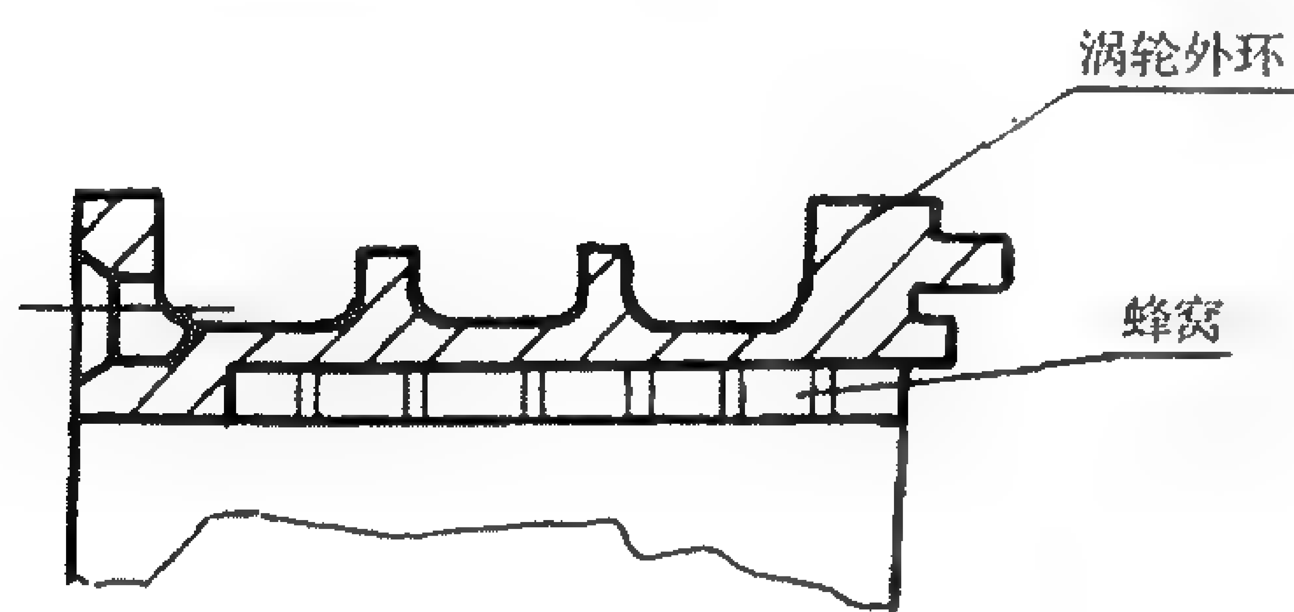


图12－26　某型发动机搭接式分片铸造蜂窝外环示意图

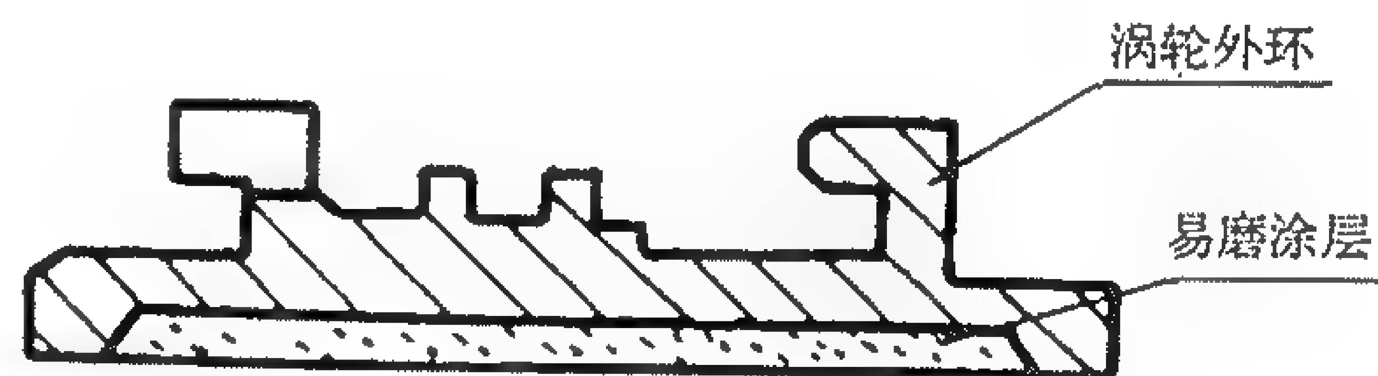


图12－27　某型发动机搭接式分片铸造涂层外环示意图

12.6.3　导向叶片上、下缘板间结构的封严

为了减少导向叶片上、下缘板间的周向间隙漏气和径向间隙漏气，每个叶片或成组叶片的扇形段之间均设计了简单的封严片结构。根据导向叶片内外缘板形状不同设计不同的封严片。图12－28为发动机封严片结构。

应该指出，为了保证封严片贴合良好，要求相邻叶片缘板的封严槽位置度极高。同时为了改善装配工艺性，封严片不宜太厚，通常为0.2～0.4mm。

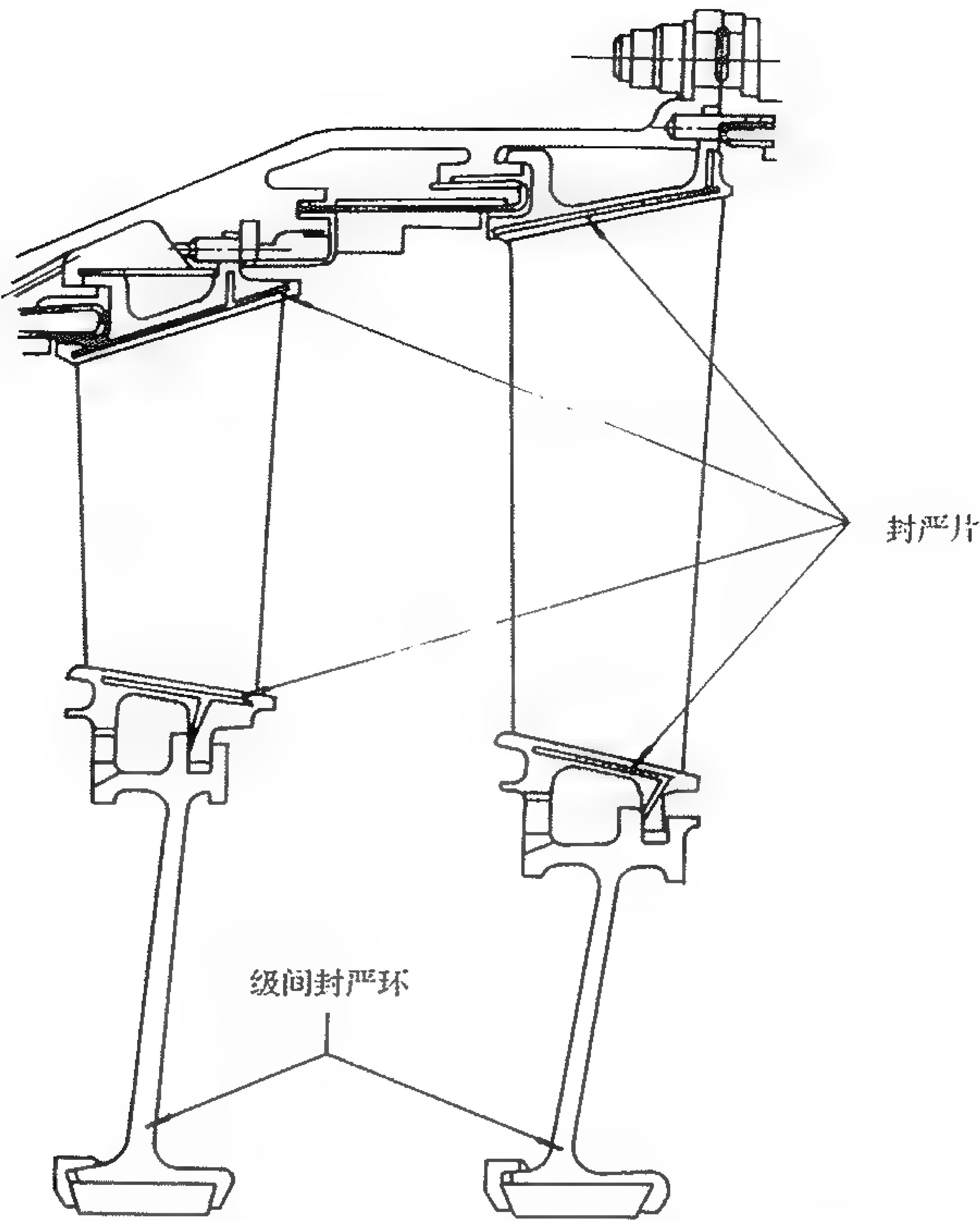


图 12－28　WJ5AI 发动机涡轮导向叶片间封严片示意图

12.6.4　紧固封严片结构

图 12－29 所示为 CFM56 发动机涡轮导向叶片的紧固封严片结构。这种封严片在工作中是固定不动的。靠薄片的弹性装入导向叶片槽内。这就要求封严槽位置度更高，否则装配极为困难。分析认为这种封严片不仅起封严作用，同时还起一定的阻尼减振效果。

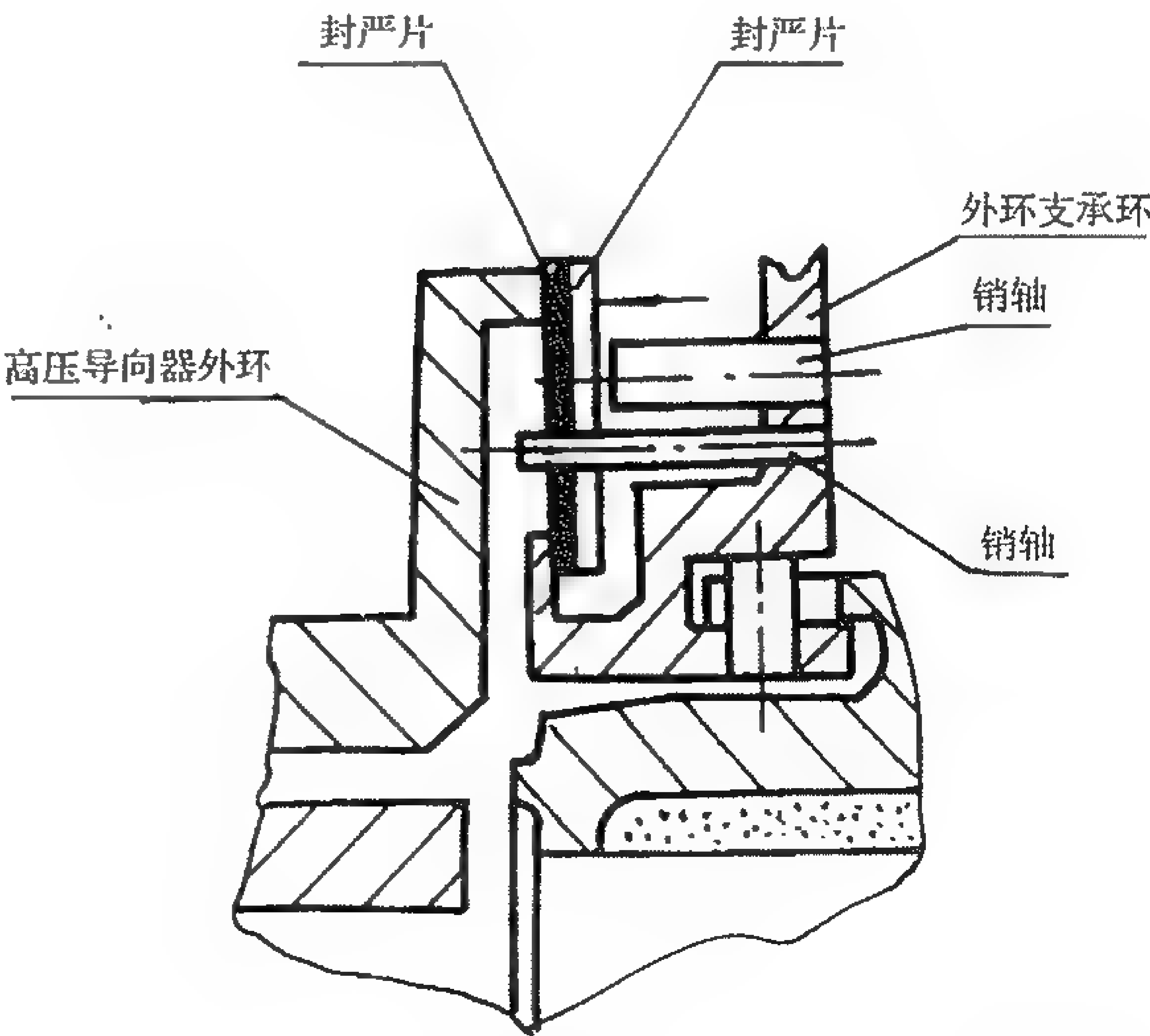


图 12－29　带限位销轴的浮动叠片封严结构示意图

12.6.5　导向叶片外缘板空穴封严结构

CFM56 发动机涡轮导向叶片外缘板空穴封严结构如图 12－30 所示，为减小空穴损失，应尽量减小空穴进口间隙 C，为此，在导向叶片外缘板前设计了单向移动封严片，这是一个波纹长条，由于波纹的弹性作用，不会产生沿发动机轴向移动，起到良好的堵穴作用。

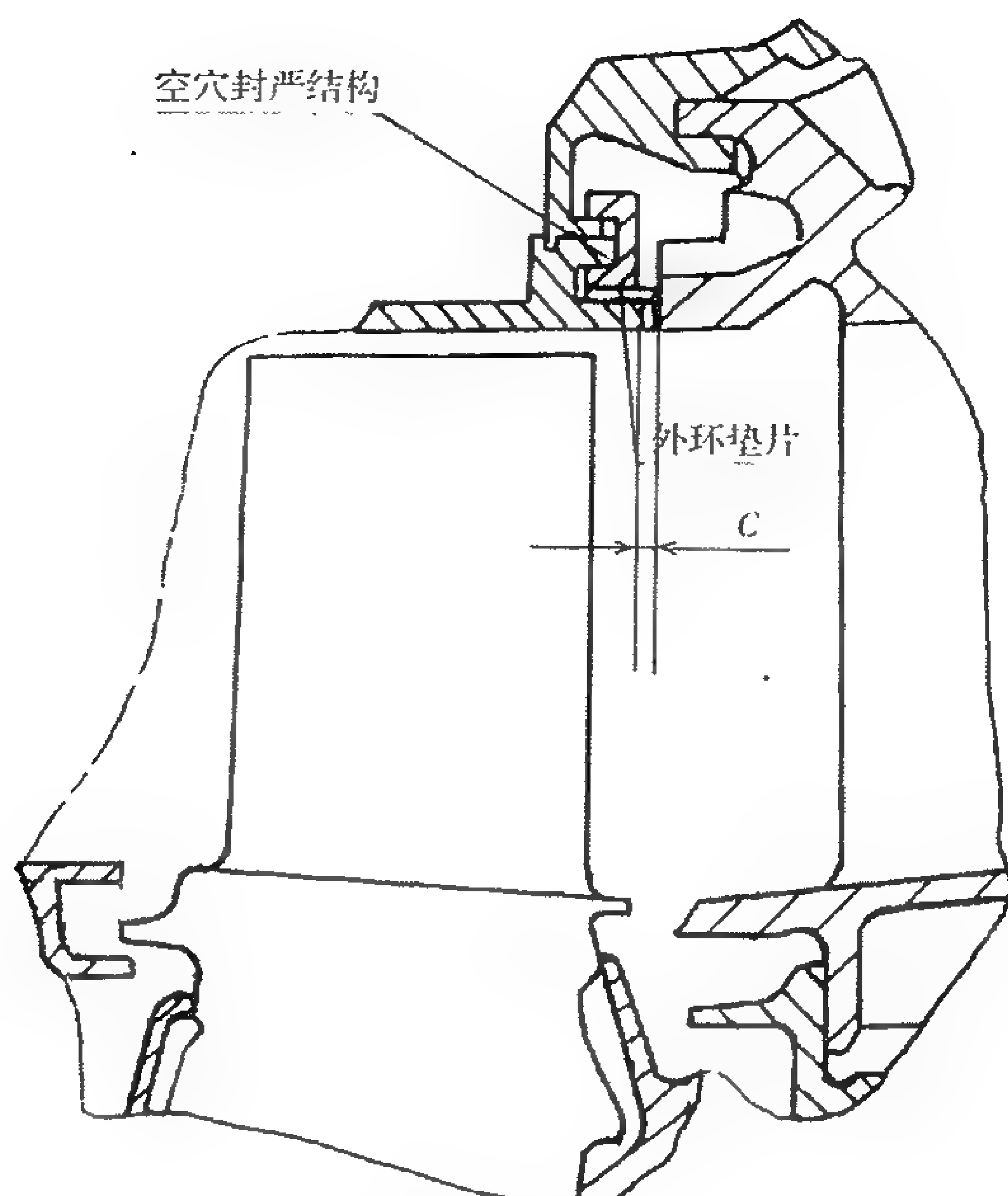


图12－30　CFM56发动机涡轮导向叶片空穴封严结构

12.7　涡轮转动件之间的封严结构设计

涡轮转动件间封严主要指转子叶片上、下缘板件的周向封严，榫头与挡板端面间封严，其目的是减小漏气损失，提高涡轮效率。

12.7.1　涡轮叶片榫头端面封严结构

图12－31为CFM56发动机高压涡轮叶片的定位和封严示意图。由图可见，高压涡轮叶片轴向定位，靠前后挡板夹紧，减少了叶根漏气。但挡板与叶片榫头端面之间不可避免要存在间隙。为了加强封严，在前、后挡板与盘和叶片接触的端面上开了"V"型槽。在槽内设置周向开口封严圈，起到有效的封严堵漏的作用。

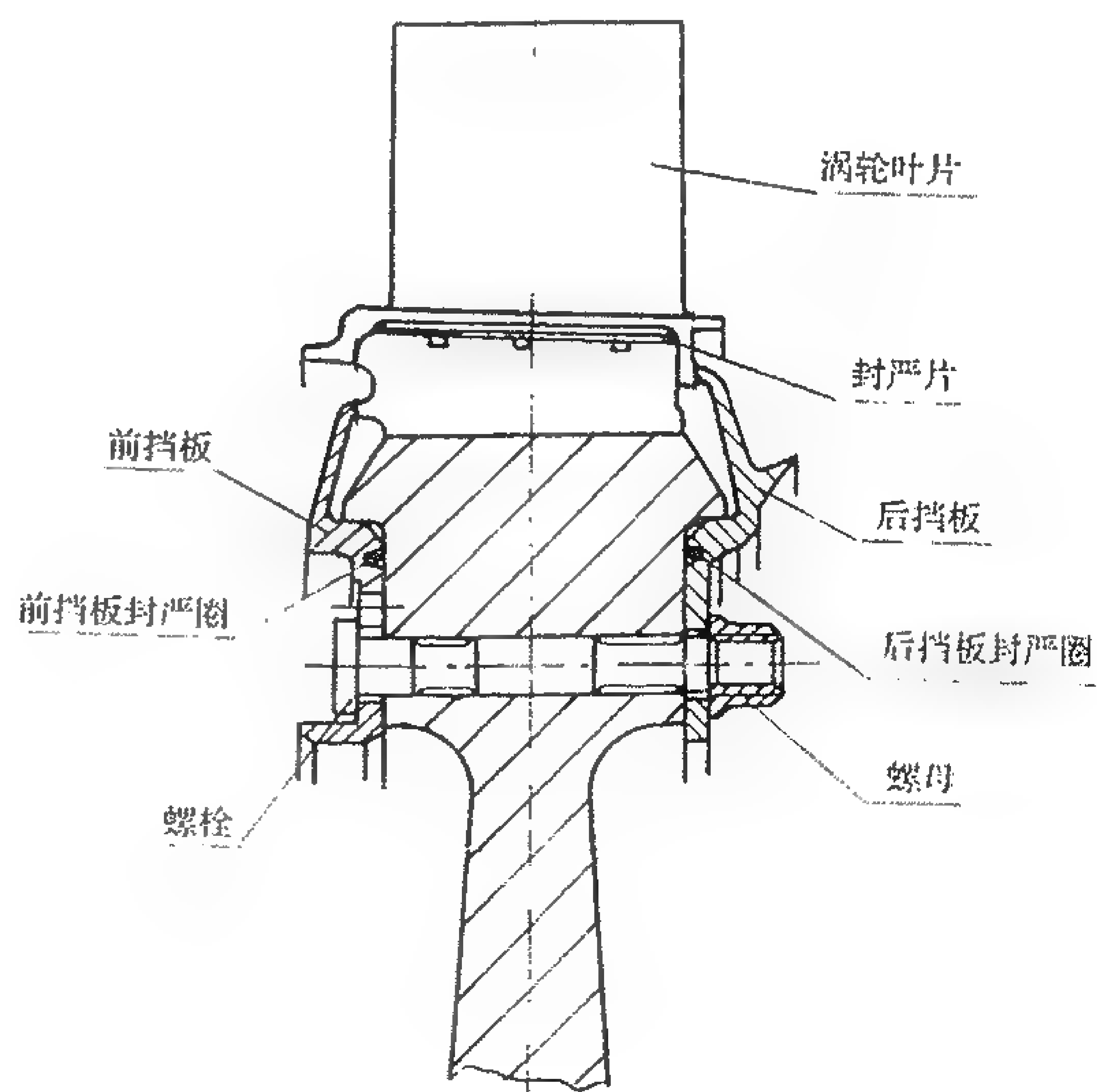


图12－31　CFM56发动机涡轮叶片榫头端面封严结构

12.7.2　涡轮叶片缘板周向封严结构

如上图所示，CFM56 发动机高压涡轮叶片间设计有周向封严片，该封严片设置在相邻叶片伸根处，伸根上设有 3 个小凸台，以便安装封严片，封严片主要起阻尼减振作用，当然也起一定的封严作用。

12.7.3　某型发动机涡轮叶片下缘板间的封严结构

某型发动机涡轮叶片下缘板间的封严结构，见图 12-32。

涡轮转子叶片下缘板间为防止热态或过渡态相干涉，损坏机件，缘板间周向均留有必要的间隙，造成泄漏损失。在此处设计很薄的具有"回弹"性的封严片，既可以减少漏气损失，又可以起到榫头阻尼减振的效果。

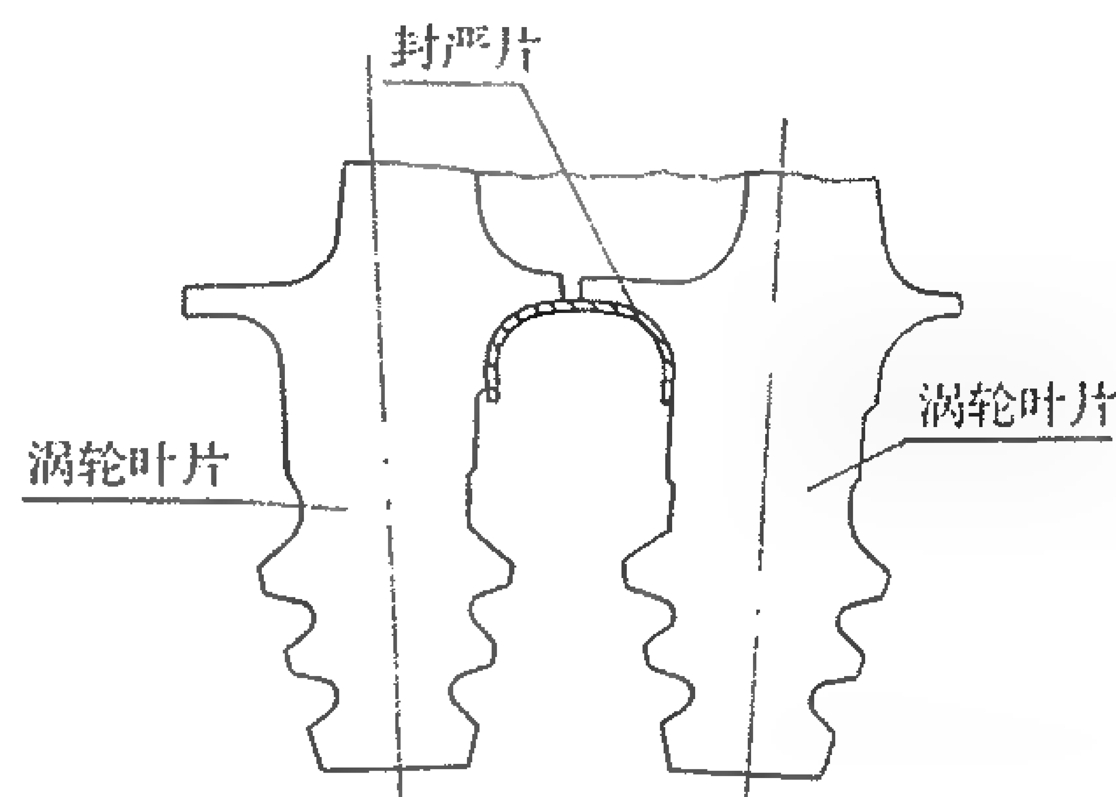


图 12-32　涡轮转子叶片下缘板间封严结构示意图

12.8　涡轮主流道封严间隙的确定

主流道中的封严间隙可分为三类。第 1 类是径向间隙，包括涡轮叶尖、转子盘前、后封严篦齿等处。第 2 类是周向间隙，主要是转、静子叶片上、下缘板间，高、低压涡轮外环处等。第 3 类是轴向间隙，其中主要是高、低压涡轮转子和静子间的轴向间隙。

12.8.1　封严径向间隙的确定

影响涡轮主流道转、静子间的径向间隙的因素很多，其中主要是机件的温度、材料、冷却方案、具体结构形式和尺寸等。在具体结构打样确定以后，可按下式进行估算

$$\Delta r = \Delta L_s - \Delta L_r \qquad (12-1)$$

式中：Δr——设计点径向间隙，mm；

ΔL_s——静子件的径向伸长，mm；

ΔL_r——转子件的径向伸长，mm。

静子机件的径向伸长包括静子件的热伸长和内压作用下的伸长。转子机件的径向伸长包括叶片、轮盘的热伸长和离心伸长。

影响径向间隙的其他因素还有轴承径向游隙、转子的下沉量、榫头的径向活动量、叶片的径向跳动、支点的不同心度、静子机件的椭圆度以及发动机振动等。

发动机结构设计时，最终确定涡轮转、静子间的径向间隙，一方面要考虑按公式粗略估算的结果，另一方面要考虑国内、外同类机种径向间隙的水平和经验。表 12-1 列出国内、外典型军用发动机涡轮转、静子径向间隙统计表。

表 12-1 国内、外典型军用发动机涡轮转、静子径向间隙 (mm)

型号	高压涡轮叶尖	低压涡轮叶尖	高压涡轮盘前	低压涡轮盘前	级间封严环		备注
					前	后	
WP7	2.7~3.1	2.8~3.2	2.0~3.0	1.5~2.3	1.88~2.45	1.5~2.3	
WP13	2.45~2.85	2.55~2.95	2~3	1.5~2.3	1.88~2.45	1.5~2.3	
某A型发动机	1.8~1.96	1.5~1.66	0.9~1.06	0.45~0.48	0.45~0.48	0.45~0.48	
WP15	1.5~1.9	1.5~1.9	1.5~1.61	0.9~1.12	0.6~1.2	0.9~1.12	
АЛ-31Ф	1.8~2.2	1.2~1.6	0.58	1.5~2.1	1.5~2.1	0.6~1.1	
某B型发动机	2.0~2.4	1.3~1.975			1.0~1.15	0.35~0.52	

12.8.2 涡轮主流道周向间隙的确定

如前所述，涡轮主流道机件的周向间隙有转子叶片的叶冠、缘板间的周向间隙、静子叶片上、下缘板间的间隙和高、低涡轮外环间的周向间隙。

周向间隙按下式进行估算：

$$\delta_t = \frac{\pi D(\alpha_t T - \alpha_0 T_0)}{Z} \tag{12-2}$$

式中：δ_t——机件间的周向间隙；

D——机件直径；

Z——机件数；

T——机件工作温度（$T_0 = 20$℃）；

α_t——机件工作温度时的线胀系数；

α_0——机件20℃时的线胀系数。

最终确定 δ_t 除考虑估算数值外，还需参考国内、外同类机种的经验数据。

转子叶片叶冠和缘板的周向间隙除按式(12-2)计算外还需考虑转子叶片和轮盘的径向伸长对周向间隙的影响。显而易见，叶片轮盘的径向(离心伸长和热伸长)增大了周向间隙。

表12-2为典型机种的静子件间周向间隙统计表。表12-3为典型机种转子叶冠的缘板周向间隙统计表。

表 12-2 典型机种的静子件间周向间隙 (mm)

型号	高压导向叶片		低压导向叶片		备注
	上缘板	下缘板	上缘板	下缘板	
WP7	0.25~0.60	0.30~0.65	0.15~0.45	0.15~0.45	
WP13	0.25~0.60	0.30~0.60	0.15~0.45	0.15~0.45	
WP15	0.30~0.60	0.30~0.65			
某型发动机	0.12~0.34	0.09~0.31	0.15~0.35	0.20~0.36	
АЛ-31Ф	0.3~0.7	0.3~0.7	0.6~1.0	0.6~1.0	成组叶片

表 12－3　典型机种转子叶片叶冠和叶片缘板周向间隙　(mm)

型号	高压涡轮叶片缘板	低压涡轮叶片叶冠	低压涡轮叶片缘板
WP7	≈1.0		≈0.8
WP13	≈1.0		≈0.8
WP15	0.175	0.1～1.1	0.4～0.7
某型发动机	0.03～0.178	0.5～1.0	0.06～0.20
АЛ－31Ф	0.17～0.43	0.3～0.6	0.15～0.30

12.8.3　封严轴向间隙的确定

涡轮主流道转子与静子间的轴向间隙主要包括高压涡轮转子前端面与高压导向器上、下缘板间的轴向间隙，即高压转子前轴向间隙；高压涡轮转子后端面与低压导向器前端面的轴向间隙，即高压转子后轴向间隙；低压涡轮转子前端面与低压导向器上、下缘板后端面间的轴向间隙，即低压涡轮前间隙；低压涡轮转子后轴向间隙，是指转子后端面与涡轮后承力机匣前端面的轴向间隙(参见图 12－51)。图中 Δ1～Δ7 为主流道涡轮转、静子间的轴向间隙。转、静子间的轴向间隙要尽可能小，以减少能量损失和减轻质量且保证流道光滑。因为气流分流或撞击会带来能量损失，降低涡轮效率，但是间隙又不能过小。过小会导致工作状态转、静子相磨，损坏机件，造成故障。因此，根据发动机类型、特点、工作条件和环境，按初步估算和国内、外经验合理确定轴向间隙，对于保证发动机可靠安全工作，保证发动机性能是极为重要的。

12.8.3.1　轴向间隙的估算公式

涡轮静子件计算端面至发动机总基准面的热态总伸长量

$$\sum_{i=1}^{n}\Delta L'_i = \Delta L'_1 + \Delta L'_2 + \cdots\cdots + \Delta L'_n$$
$$= \alpha_1 L'_1(T_1 - T_0) + \alpha_2 L'_2(T_2 - T_0) + \cdots\cdots + \alpha_n L'_n(T_n - T_0)$$

式中：$L'_i(i=1,2,\cdots\cdots,n)$——各零件长度；

$\Delta L'_i(i=1,2,\cdots\cdots,n)$——各零件轴向伸长；

$\alpha_i(i=1,2,\cdots\cdots,n)$——各零件的线膨胀系数；

$T_i(i=1,2,\cdots\cdots,n)$——各零件的工作温度。

同理，涡轮转子件计算端面至发动机总基准面的热态总伸长量

$$\sum_{i=1}^{n}\Delta L''_i = \Delta L''_1 + \Delta L''_2 + \cdots\cdots + \Delta L''_n$$
$$= \alpha_1 L''_1(T_1 - T_0) + \alpha_2 L''_2(T_2 - T_0) + \cdots\cdots + \alpha_n L''_n(T_n - T_0)$$

转、静子间轴向间隙：

$$\delta_x = \sum_{i}^{n}\Delta L'_i - \sum_{i}^{n}\Delta L''_i \qquad (12-3)$$

12.8.3.2 典型机种涡轮主流道转、静子轴向间隙统计,见表12-4

表12-4 典型机种涡轮主流道转、静子轴向间隙 (mm)

型号	高压涡轮		低压涡轮		备注
	盘前	盘后	盘前	盘后	
WP7	0.5~1.3	3.5~6.0	8.0~10.0	9.3~13.6	高压盘前为“搭接式”结构
WP13	0.5~1.3	3.5~6.0	9.0~11.0		高压盘前为“搭接式”结构
WP15	≈6	4.73~5.95			
某型发动机	8.0~10.0	0~3.0	6.6~8.4		
АЛ-31Ф	2	4.6~8.1	12.86~14.27	9.3~13.4	高压盘前为“搭接式”结构

12.9 涡轮叶尖间隙控制技术

为了保证发动机在主要工作状态下间隙最佳,在其他状态时又不产生摩擦,因此对间隙进行控制是十分必要的。分析计算和试验表明,涡轮主流道中高、低压涡轮叶尖间隙的大小,特别是高压涡轮叶尖,对涡轮效率的影响尤为突出。随着发动机增压比的大大提高,涡轮叶片的长度大大缩短,叶尖间隙造成的端壁损失也随之越来越大。通常提到的间隙控制主要是指主流道中高、低压涡轮的叶尖径向间隙控制。根据控制原理的不同,间隙控制种类可分为主动间隙控制和被动间隙控制两大类。所谓主动间隙控制是靠发动机的主调节系统控制机匣的径向位移,主动控制叶尖间隙使之达到最佳。而被动间隙控制则不需要与主调节器联系,叶尖间隙的变化仅是被动的跟随发动机的工作状态而变化,不能对它施加人为影响。

12.9.1 主动间隙控制封严结构

12.9.1.1 气动式间隙控制原理

如图12-33所示,它是用热或冷空气去吹机匣,用机匣的膨胀控制动叶叶尖与机匣之间的间隙。在起飞滑跑或爬升时,采用压气机出口的热空气去加热机匣,使机匣膨胀避免动叶和机匣相互摩擦。在巡航时,用风扇出口较冷的气体去冷却机匣,以保证间隙最小。

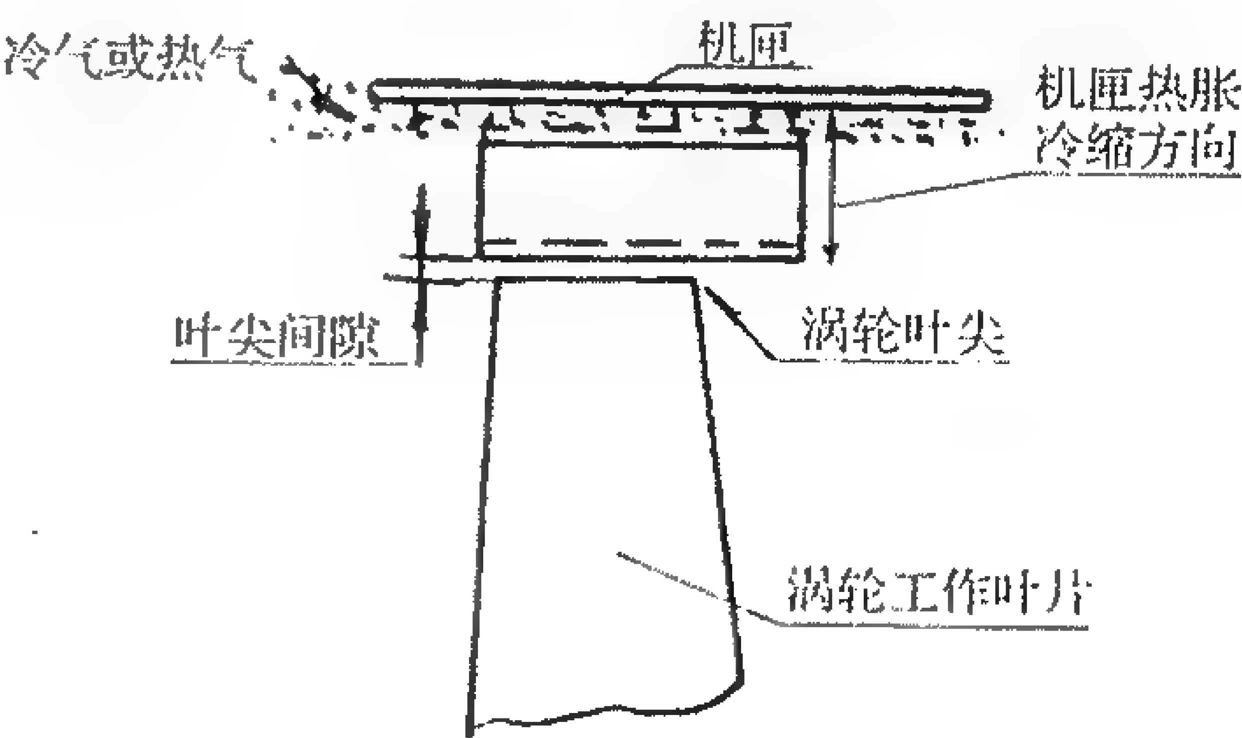


图12-33 涡轮叶尖间隙控制原理图

12.9.1.2 控制结构形式介绍

主动间隙控制结构主要分为两大类。一类是气动式,一类是机械式。图12-34~12-36给出了气动式的几种形式。图12-34是美国普惠公司E³高压涡轮上采用的一种主动间隙控制结构,与CFM56高压上采用的主动间隙控制结构类似,见图12-35。

必须指出,这两种发动机高压涡轮都是跨声级,其特点是叶片无叶冠,展弦比小,因此对间隙要求很严,为了便于进行间隙控制,通道设计成等外径的,为了改善机匣热响应特性提高控

制效率，采取了“沐浴式”冷却方案。

图 12－36 示出了 JT9D－30/59 型发动机高压涡轮上采用的一种管道冷却结构，冷、热空气通过环绕在机匣外面的几根导管向机匣喷射冷空气或热空气，以控制机匣的涨、缩，达到所需的叶尖间隙。

图 12－37 是一种机械式结构，是 RB211 发动机发展型上曾经采用的一种形式。其特点是通道外壁为扩散型，通过一个摇臂使动叶外环作轴向移动，以调整动叶尖部间隙。缺点是结构复杂、热态易出现“卡死现象”，故未见型号上应用。

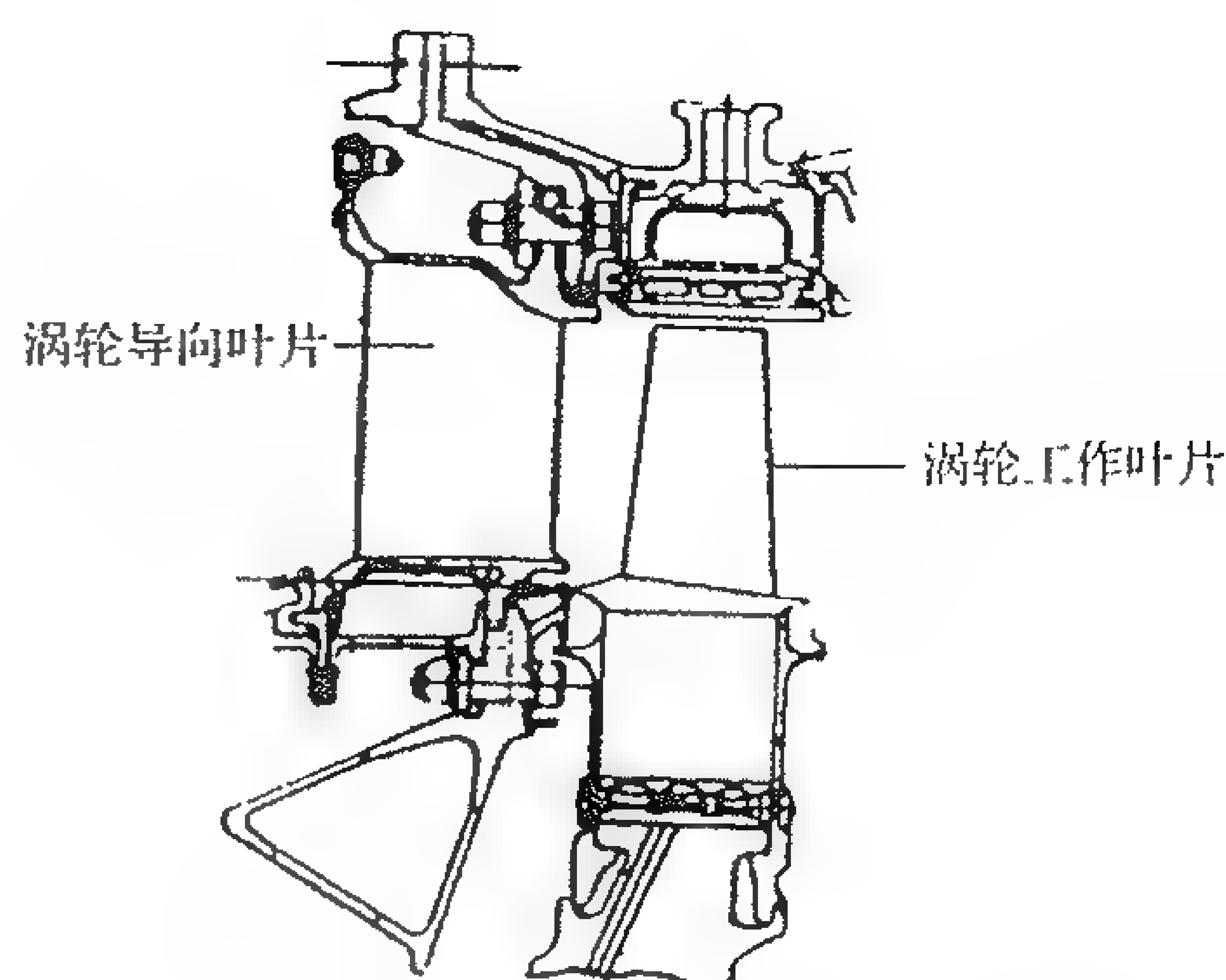


图 12－34　E^3 高压涡轮叶尖主动间隙控制结构示意图

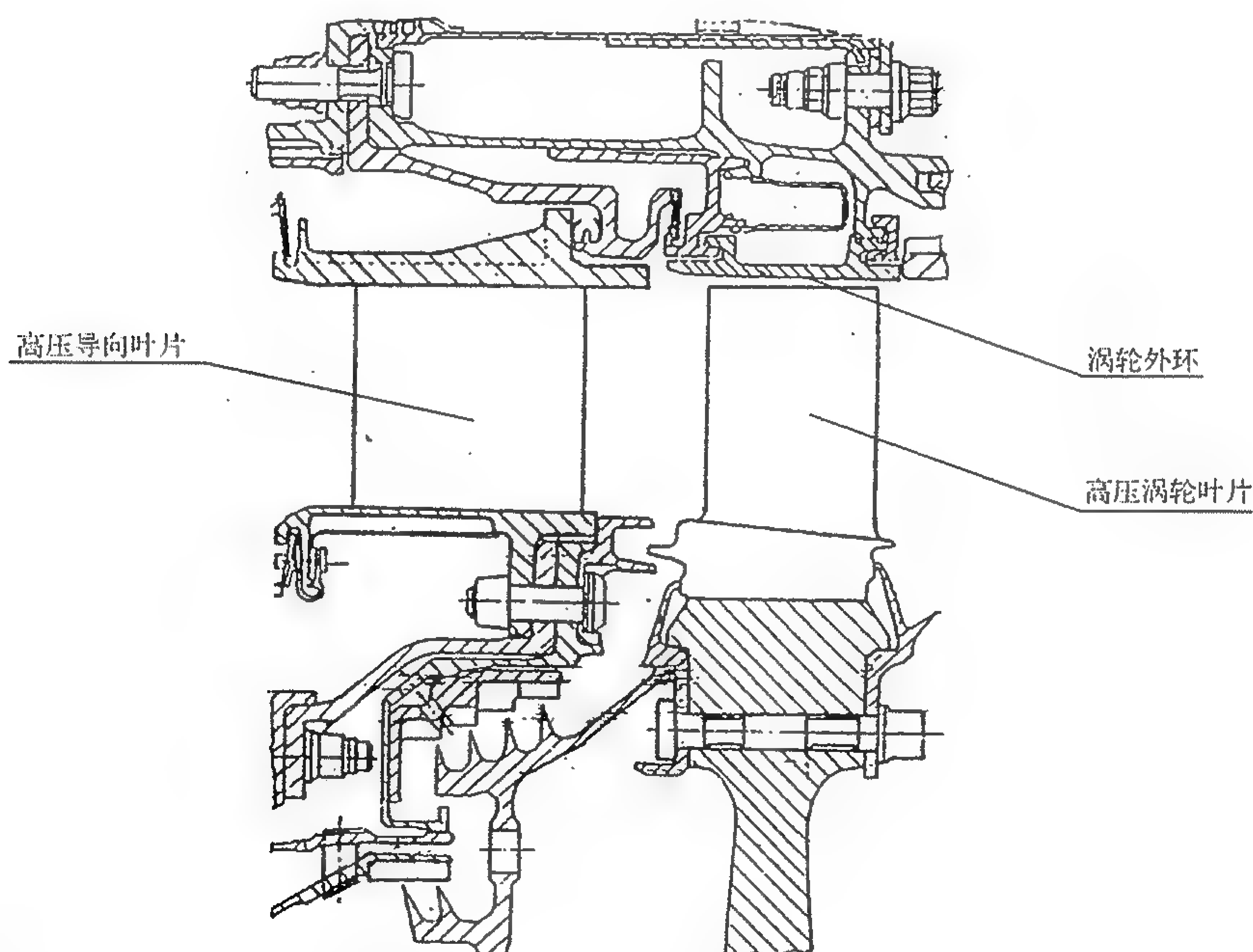


图 12－35　CFM56－3 发动机高压涡轮叶尖主动间隙控制结构示意图

12.9.1.3　某型民用发动机高压涡轮叶尖主动间隙控制装置

图 12－38 为涡轮进口温度 1593.3℃ 民机高压涡轮叶尖封严装置的最终设计图。该设计的基本思路是分段的涡轮外环连接于涡轮承力机匣上，合理设计机匣或调节控制环的热响应特性，以避免转子与机匣在过渡态相互干涉，而在稳态下，间隙保持最佳，达到“紧间隙”的目的。

从图可见，高压涡轮外环是第 2 级导向叶片整体铸造外缘板的延伸段。这些环面上设计有一排冷却孔，每个弧面上又有多孔实施对流冷却，涡轮外环弧段与导向叶片数目相等。

用压气机出口引出气体冷却第 1 道高压外环，用压气机中间级引气，先分配到各导向叶片根部的空室，然后，回流流过导向叶片叶型并轴向向后流过第 2 级工作叶片叶尖的封严装置。

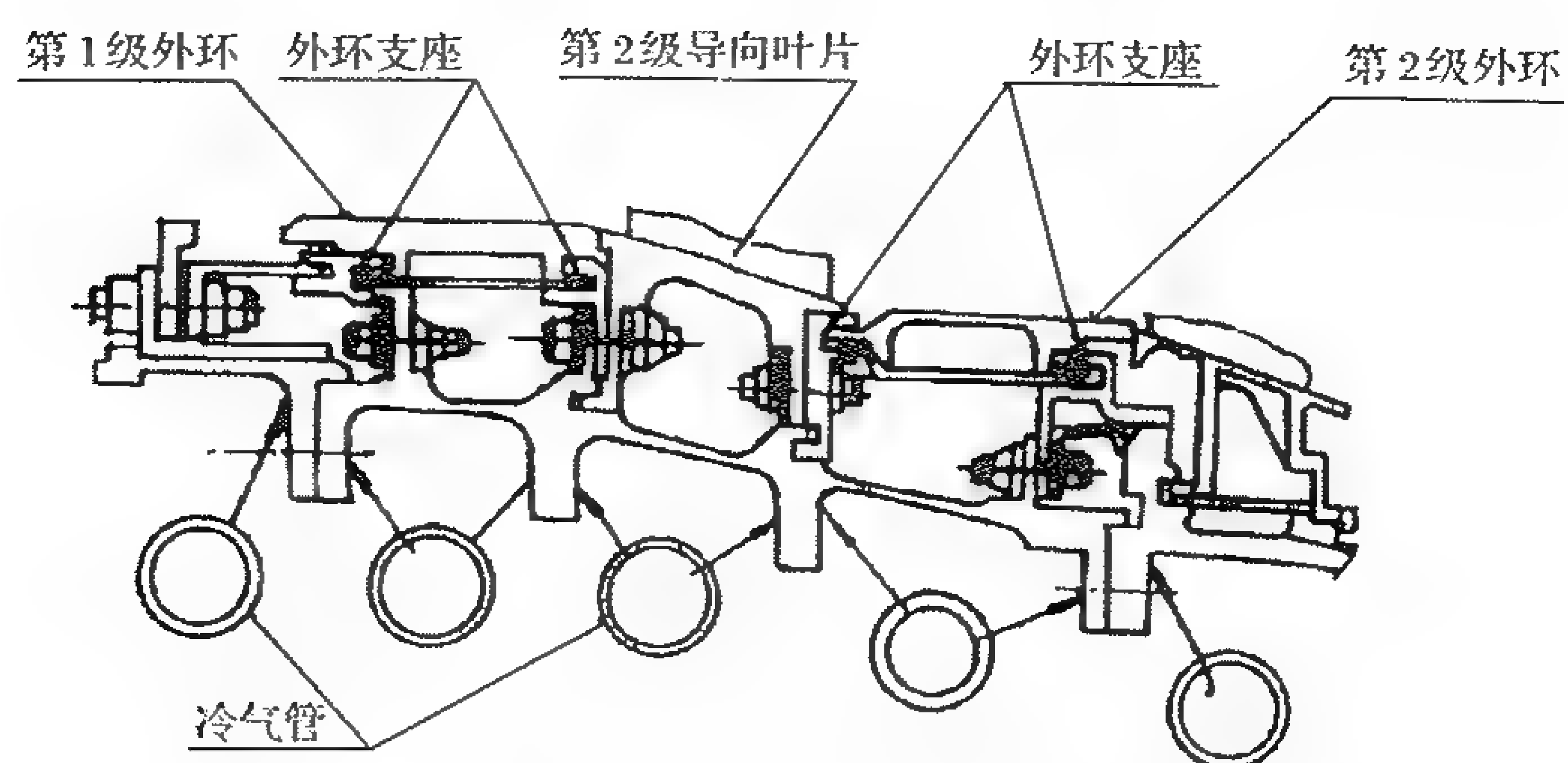


图12-36　气动式主动间隙控制结构示意图

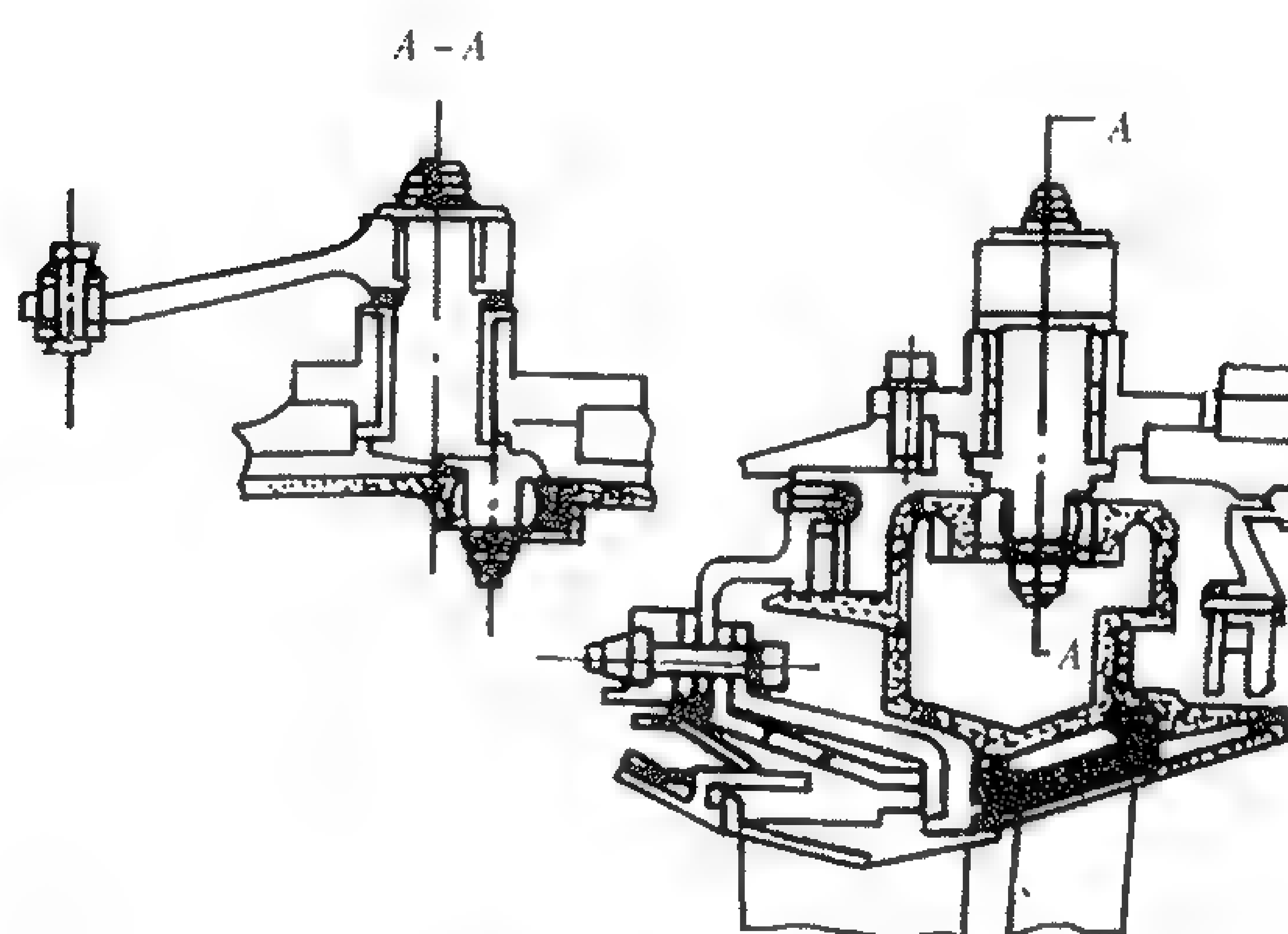


图12-37　机械式主动间隙控制结构示意图

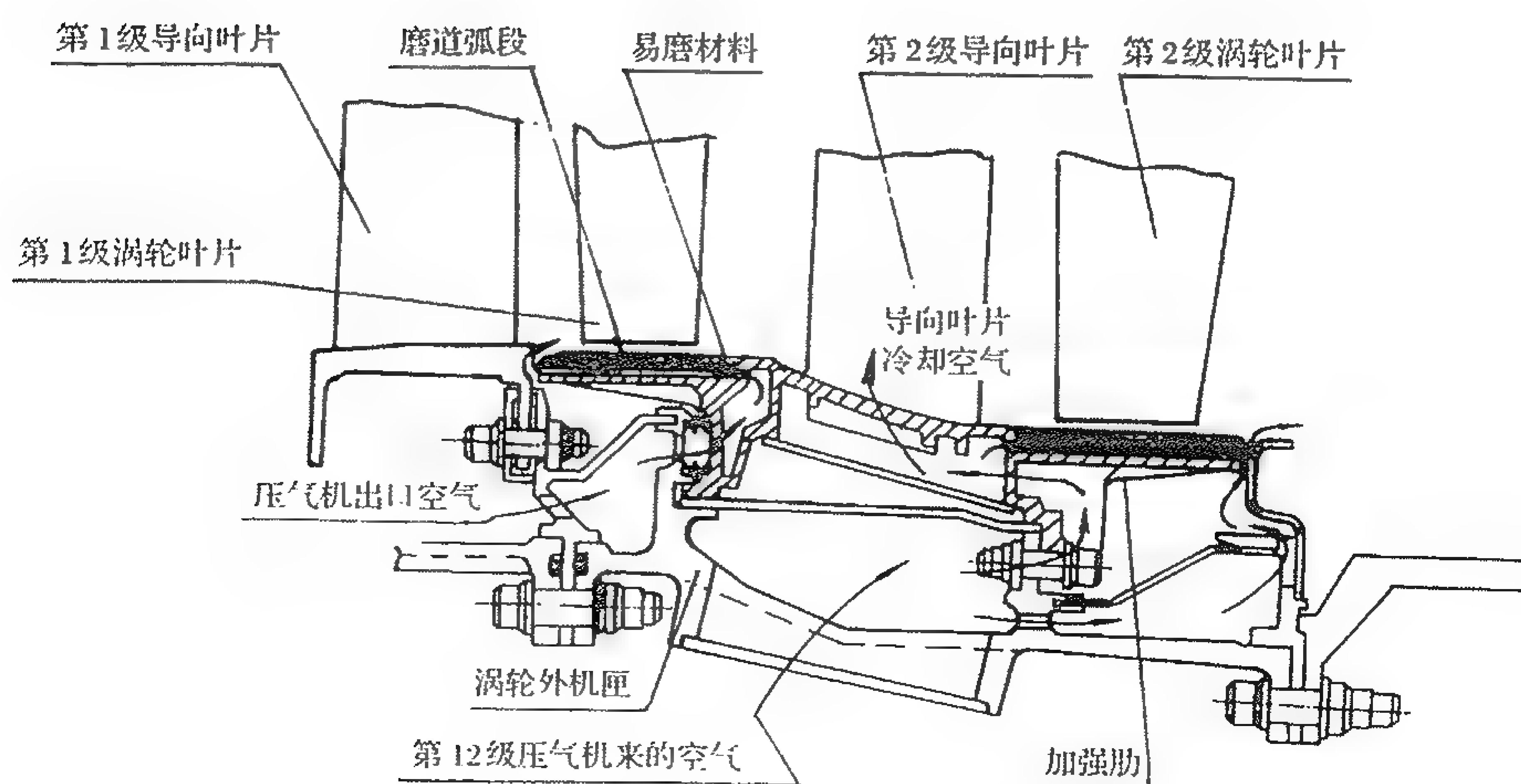


图12-38　某型民机发动机高压涡轮叶尖主动间隙控制装置示意图

压力较高的压气机出口引气到单独的充气室中，对第 1 级工作叶片叶尖封严装置进行冷却。叶尖封严组件、涡轮外环的过渡态的响应是由涡轮机匣控制的，其中冷却方案和机匣材料线胀系数的选取，与提供转子最佳响应特性相匹配，这种封严装置的主要优点：高压 1，2 级外环连接在同一导向器叶片上并由导向叶片控制。这样易使两个区同时发生的过渡态响应匹配得当；涡轮外环弧段较短，减小了厚度方面的温差所引起的周向变形；1，2 级外环与导向叶片外缘统成整体，流路光滑连续，改善了气动性能；零件数目少，质量轻，翘曲变形小，延长了寿命。

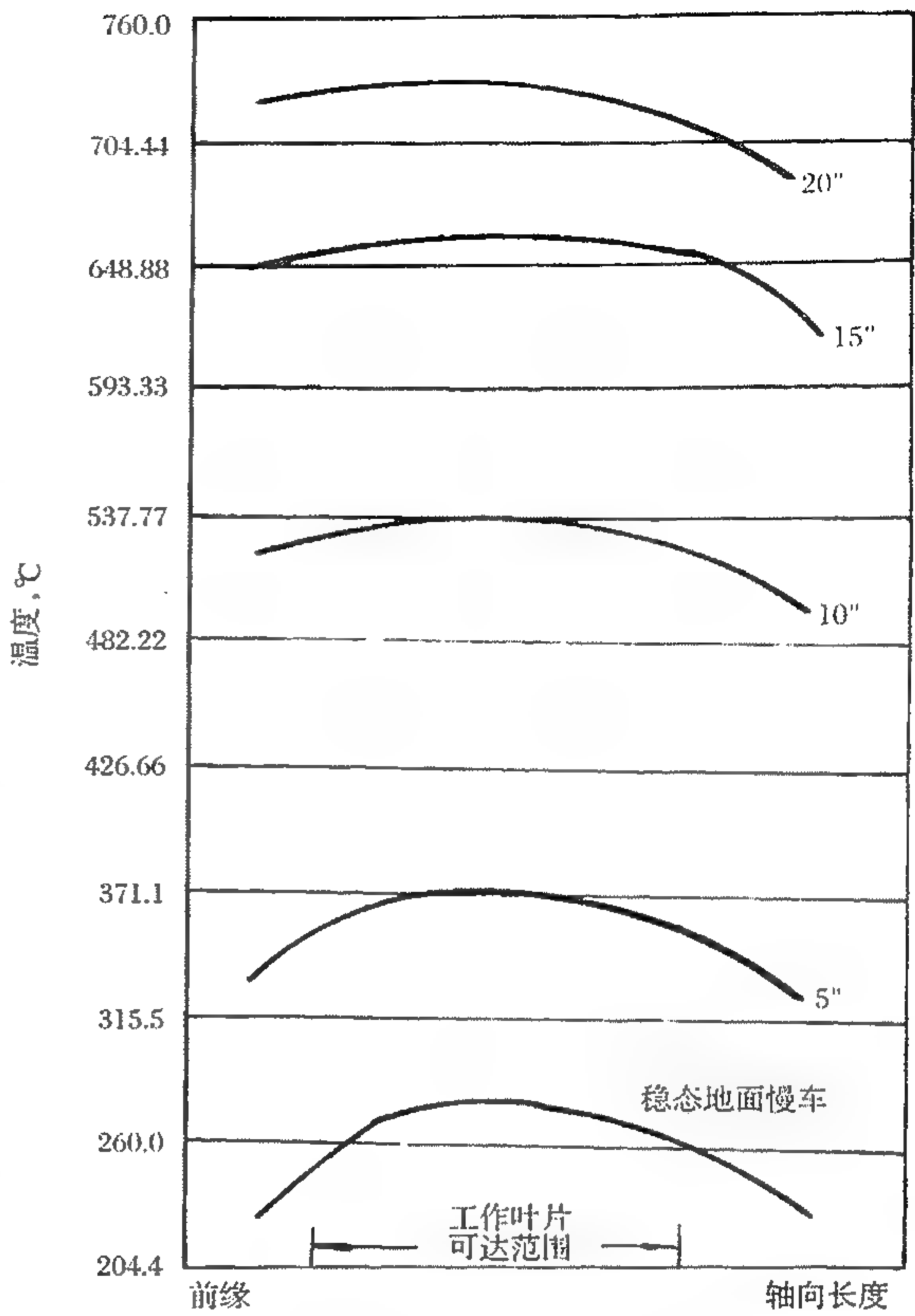


图 12－39　涡轮外环从慢车开始加速轴向温度的梯度变化图

封严装置的热分析

涡轮外环轴向、径向温度梯度分析计算结果如图 12－39 和图 12－40 所示。由图可见，涡轮外环温度梯度都不大。图 12－41 表明，在发动机最初加速 30s 中封严件截面金属部分的最大温度差 ΔT，对流冷却不大于 22℃，而冲击冷却不大于 110℃，这种温度梯度不大，有利于减小翘曲变形。

对于整个封严结构进行热平衡分析计算结果见图 12－40。

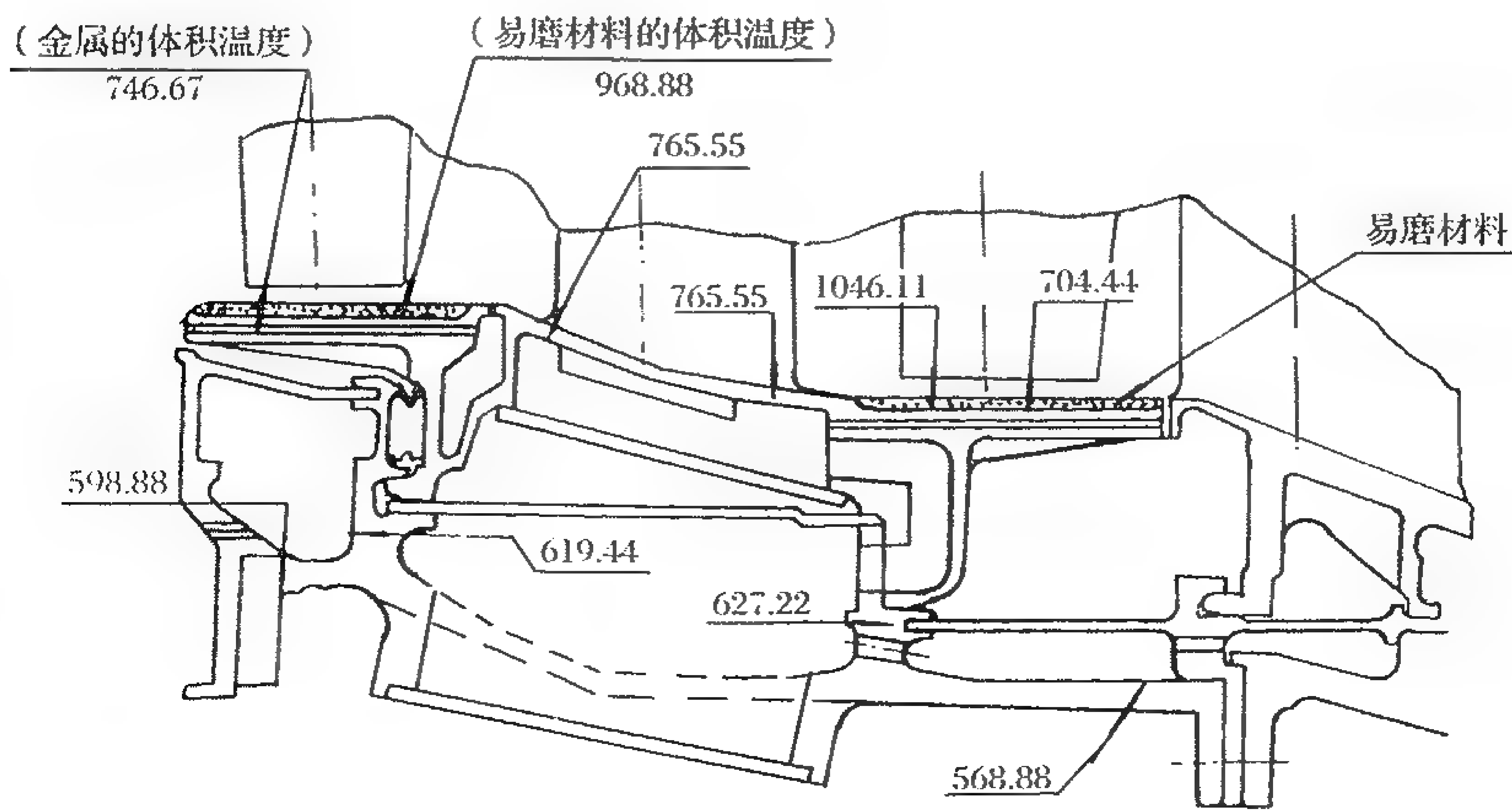


图 12－40　封严装置机件热平衡计算结构温度，℃

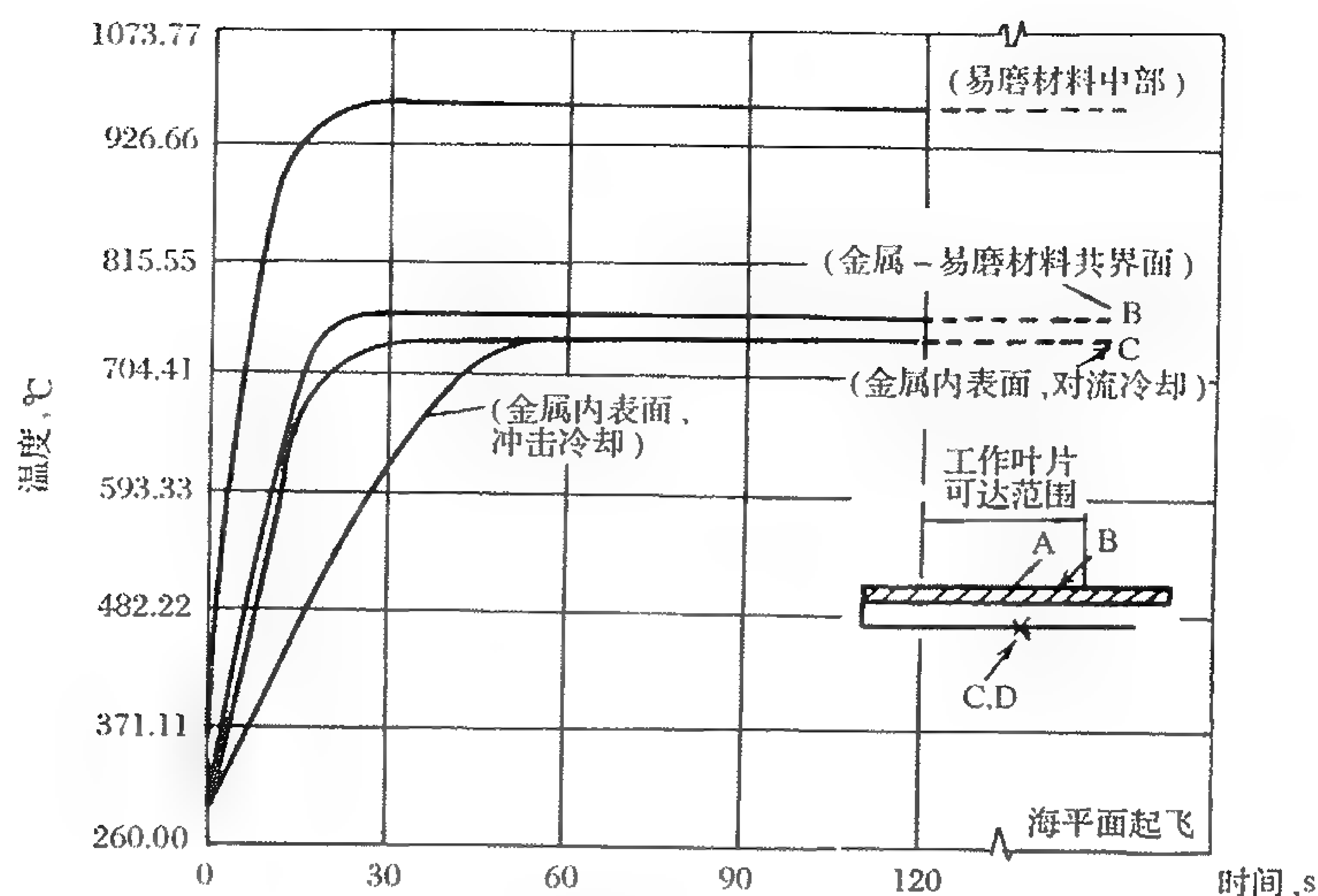


图 12-41　第 1 级涡轮叶尖封严装置从稳态地面慢车开始加速中的径向温度梯度

对于这种结构,计算冷却空气用量和易磨材料表面的最大温度,见表 12-5。

表 12-5　冷却空气用量和易磨材料表面最大温度

涡轮进口平均温度,℃	易磨材料表面温度		涡轮外环冷却空气用量,G_B(%)	
	第 1 级	第 2 级	第 1 级	第 2 级
1593.3	1143.3	1143.3	2.0	1.2
1760	1260	1260	2.5	1.5

G_B——发动机总空气流量。

强度分析

对这种封严结构进行强度分析的主要内容如下:

(1) 涡轮外环蠕变分析计算;

(2) 涡轮转子叶片蠕变分析计算;

(3) 叶片强度计算和振动特性计算;

(4) 转子动力学临界转速计算;

(5) 转子叶片低循环疲劳寿命计算。

热响应匹配计算分析

为了使工作叶片叶尖间隙在临界工作点达到最小,涡轮机匣热响应必须与转子热响应相匹配。

冷间隙应这样考虑,转子动挠度由装配间隙所承受,盘的热伸长由机匣来匹配,其可选择热膨胀系数恰当的机匣材料,并合理地选择冷却空气的温度来达到。因此,慢车状态下的间隙就要大于转子动挠度与工作叶片热伸长之和。

图 12-42 和图 12-43 分别表示两种不同材料的涡轮机匣在过渡态与转子的响应特性的关系曲线。

由图可见,当机匣采用低 α 系数的材料时,第 1 级和第 2 级涡轮叶尖间隙在巡航状态下都

有较大幅度的改善，这有利于提高涡轮效率，提高发动机性能。

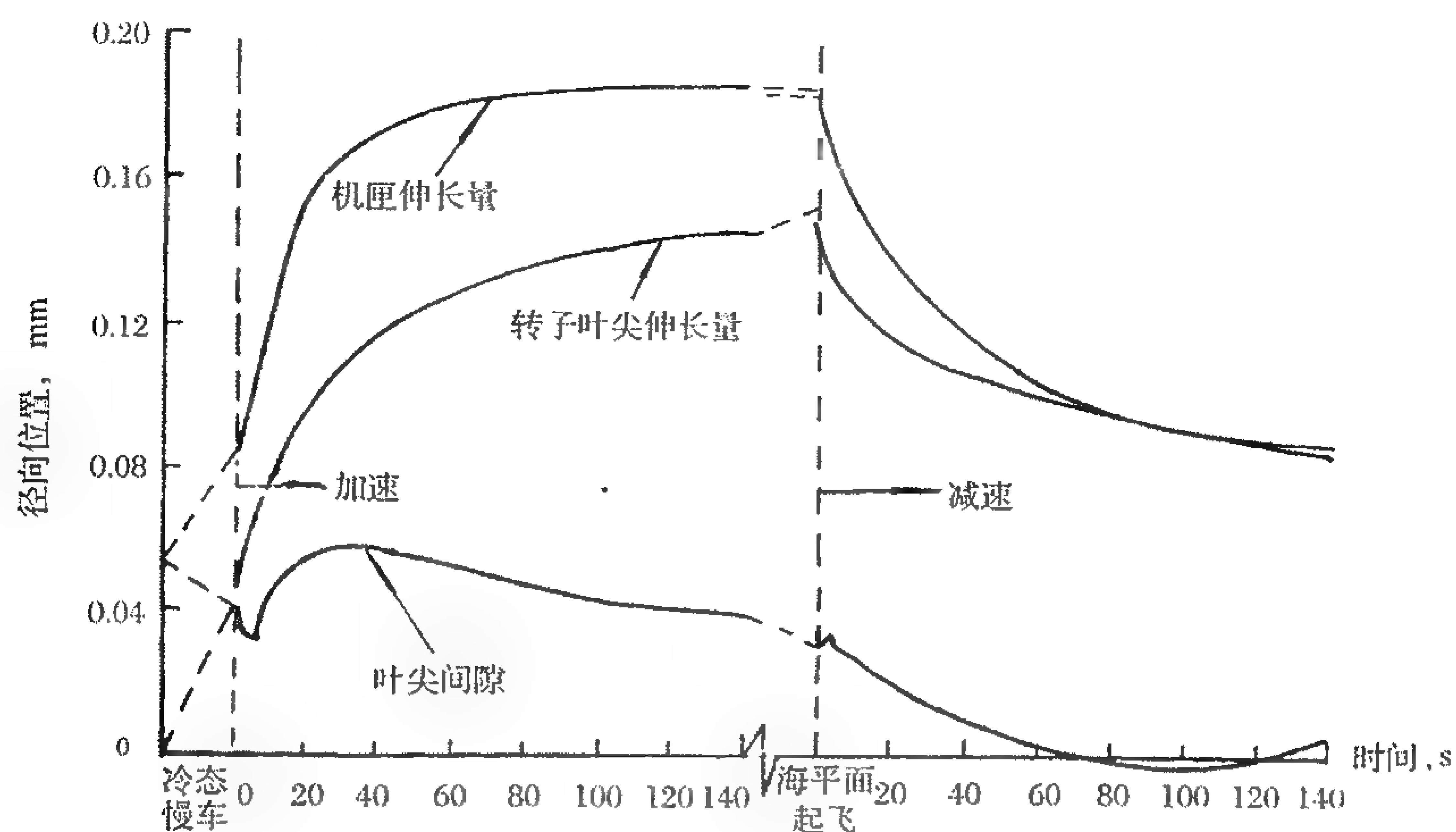


图 12-42　常规机匣第 1 级涡轮转、静子响应特性曲线

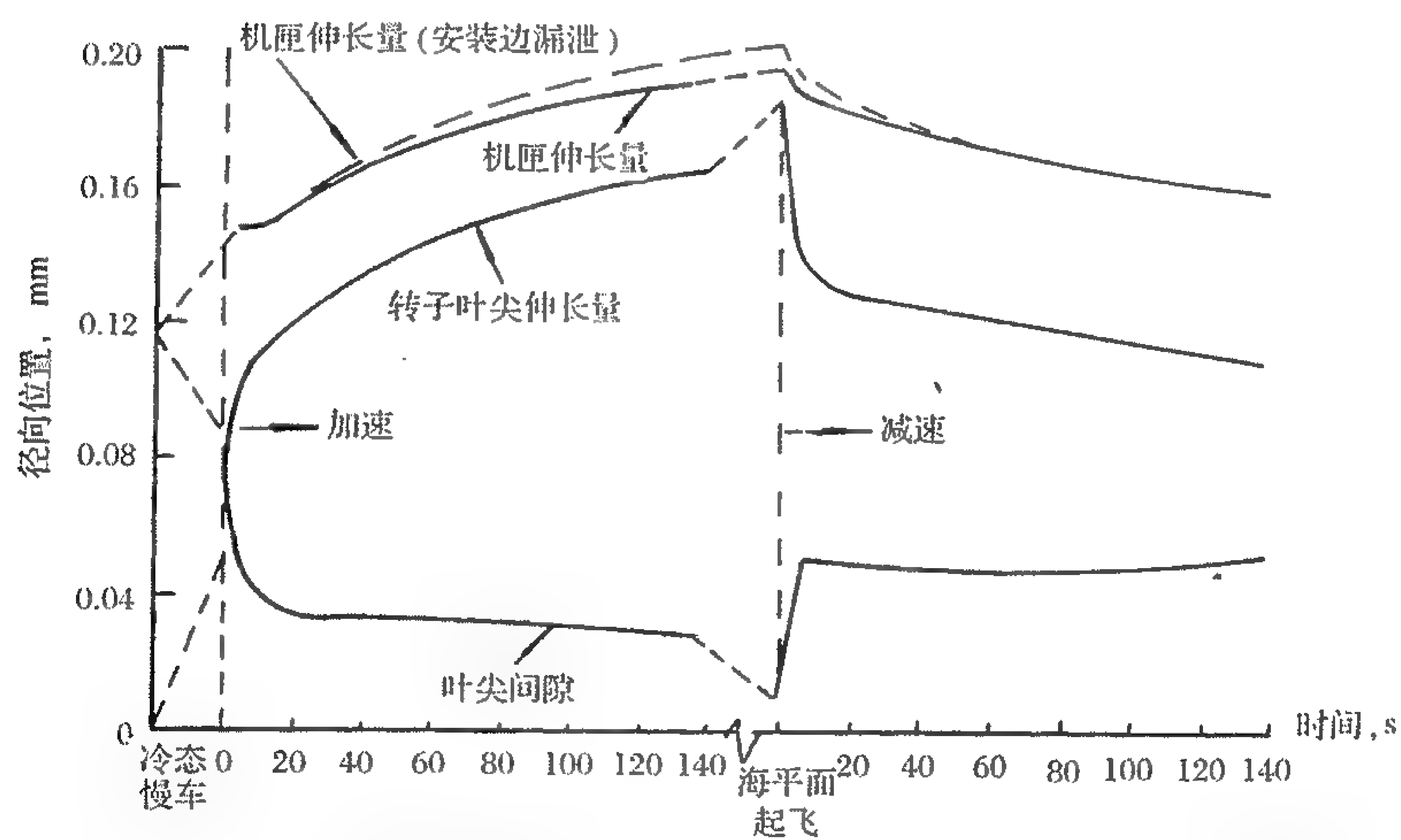


图 12-43　低 α 线胀系数材料机匣第 1 级涡轮转、静子响应特性曲线

12.9.2　被动间隙控制封严结构

随着现代航空技术的发展，发动机总增压比的不断提高，涡轮前温度不断提高，特别是民机发动机追求低油耗、长寿命，对涡轮效率提出更高的要求，因而自 20 世纪 70 年代后发展的民机发动机，如 CFM56，JT9D，RB211，V2500，GE90 等均毫无例外地采用了先进的高压涡轮主动间隙控制技术并收到了巨大的经济效益。

但事物都是一分为二的，主动间隙、控制结构给发动机性能带来很大的收益，但其结构复杂，质量重。因此，在军机发动机上尚未有应用，无论是早期研制的军机发动机，如 WP6、WP7、WP13、WP15，还是先进典型的发动机 F100、F404、M88 等均未采用高压涡轮叶尖主动间隙控制技术，而仍然是采用被动间隙控制。

12.9.2.1　某型发动机高压涡轮叶尖被动间隙控制结构

根据发动机的类型、特点和工作环境，通过巧妙的结构设计和合理选择材料的办法，保证发动机设计状态、涡轮叶尖间隙“最小”即最佳状态，而在发动机其他状态转、静子又不会相磨，以达到“紧间隙”的设计目的，见图12－44。

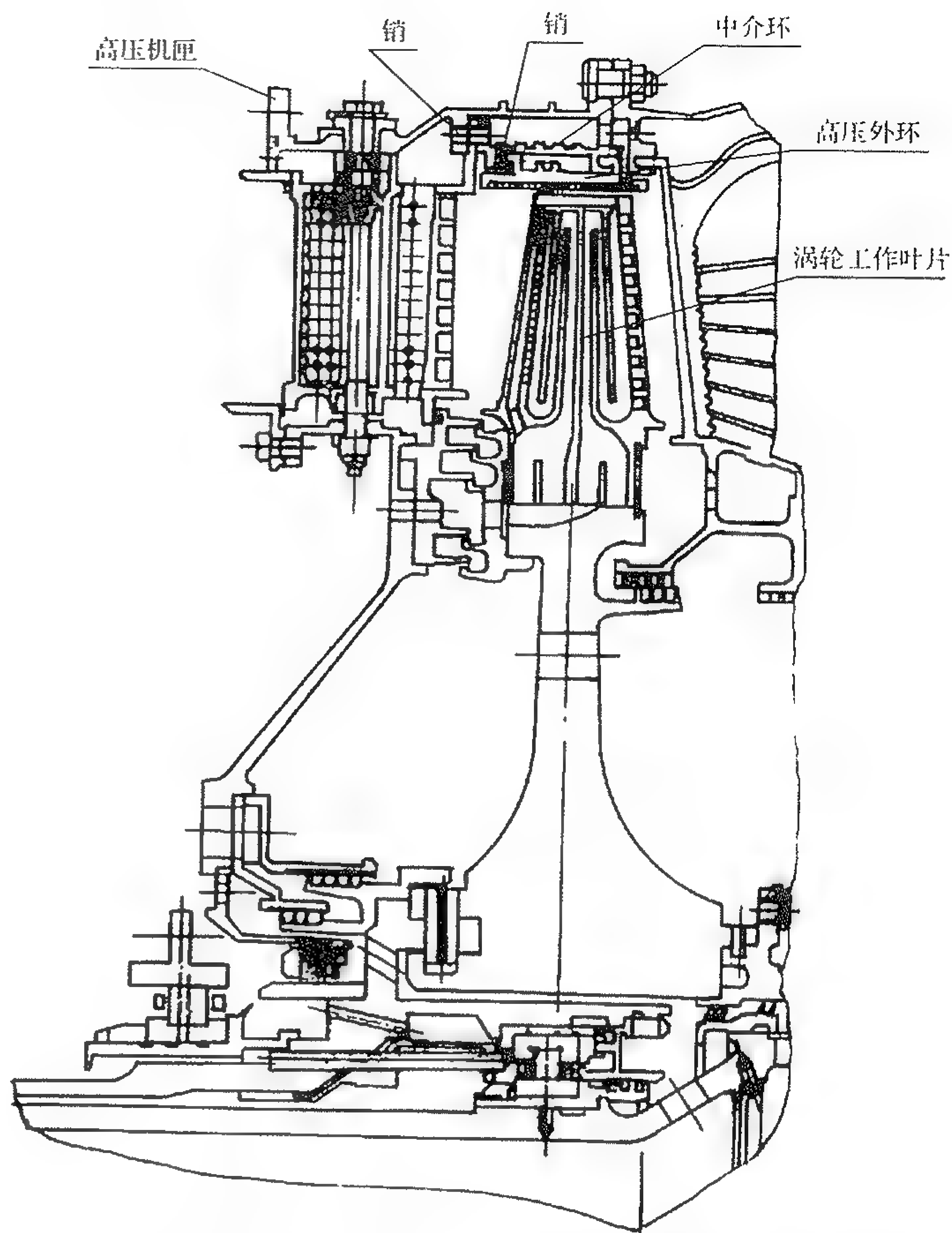


图12－44　某型发动机高压涡轮叶尖被动间隙的控制结构示意图

该装置主要由高压涡轮机匣、中介环和高压涡轮外环组成。机匣材料为GH761、中介环材料为GH4133、高压涡轮外环材料为K408。

中介环装在高压机匣后部、中介环内侧装高压外环，中介环前端42个径向槽位于高压机匣内凸缘上安装的42个销子上，后端有42个凹槽与高压机匣后端42个凸块相配合，这种浮动式的中介环，使得中介环尺寸变化(包括热变形等)不受机匣变形的影响，因而较好地与涡轮叶尖间隙的变化相协调，从而保证了较小的叶尖间隙，有利于提高涡轮效率。高压外环是由20块弧段组成，高压外环通过前、后凸缘插入中介环的环形槽中，高压外环的周向定位靠中介环上的定位销子，高压外环由高温镍基合金精铸而成。其内表面等离子喷涂有耐高温的氧化锆封严易磨涂层，以避免转、静子一旦相磨将高压涡轮叶尖磨坏。某型发动机试验实践表明，这种被动间隙控制，结构简单，效果明显，与同等推力级的发动机相比，叶尖间隙缩小近30%，有效地提高了涡轮较率，改善了发动机性能。

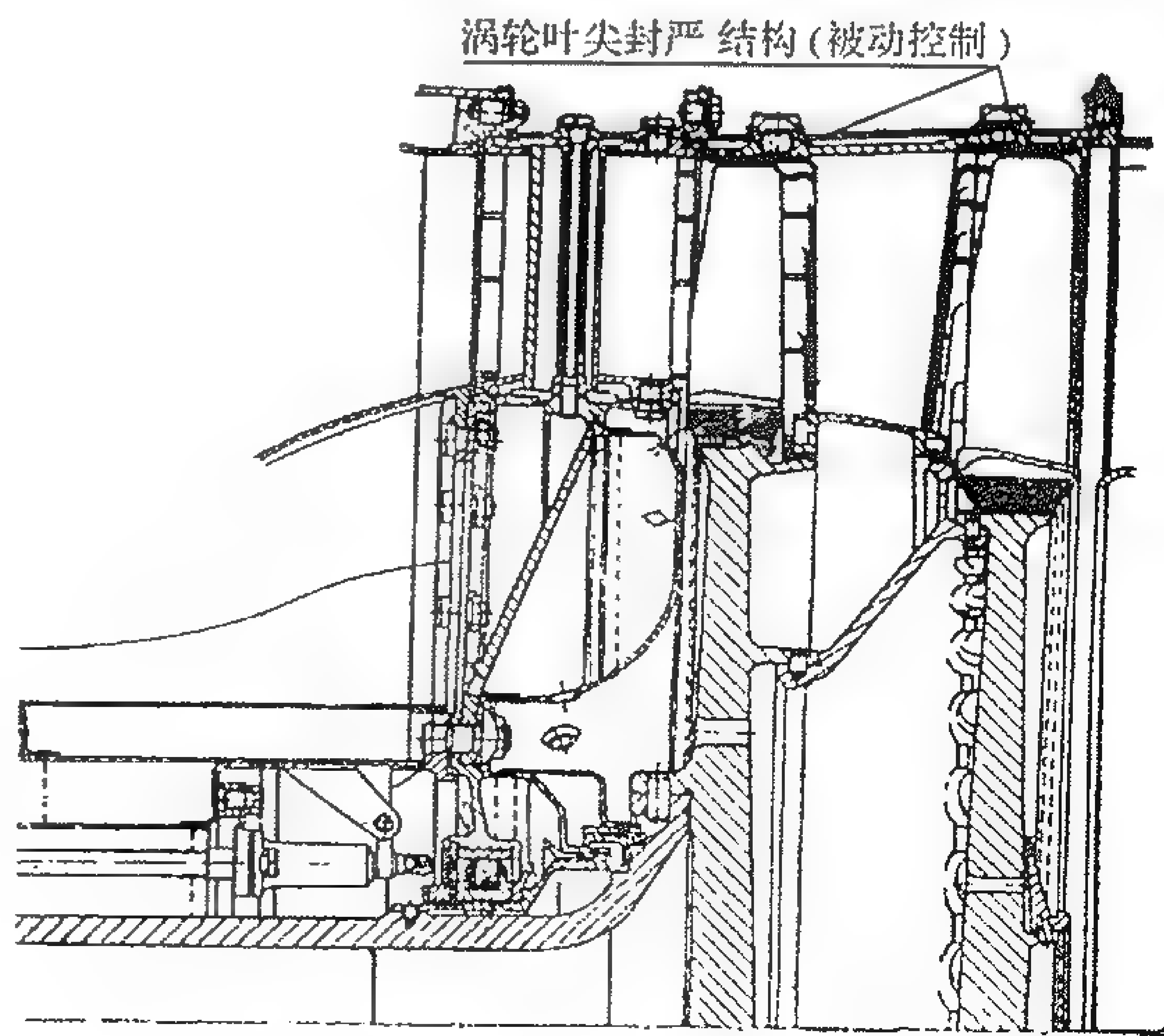


图12－45　WP6发动机涡轮结构

12.9.2.2　其他机种涡轮叶尖被动间隙控制结构

其他机种涡轮叶尖被动间隙控制结构，见图12－45～图12－51。

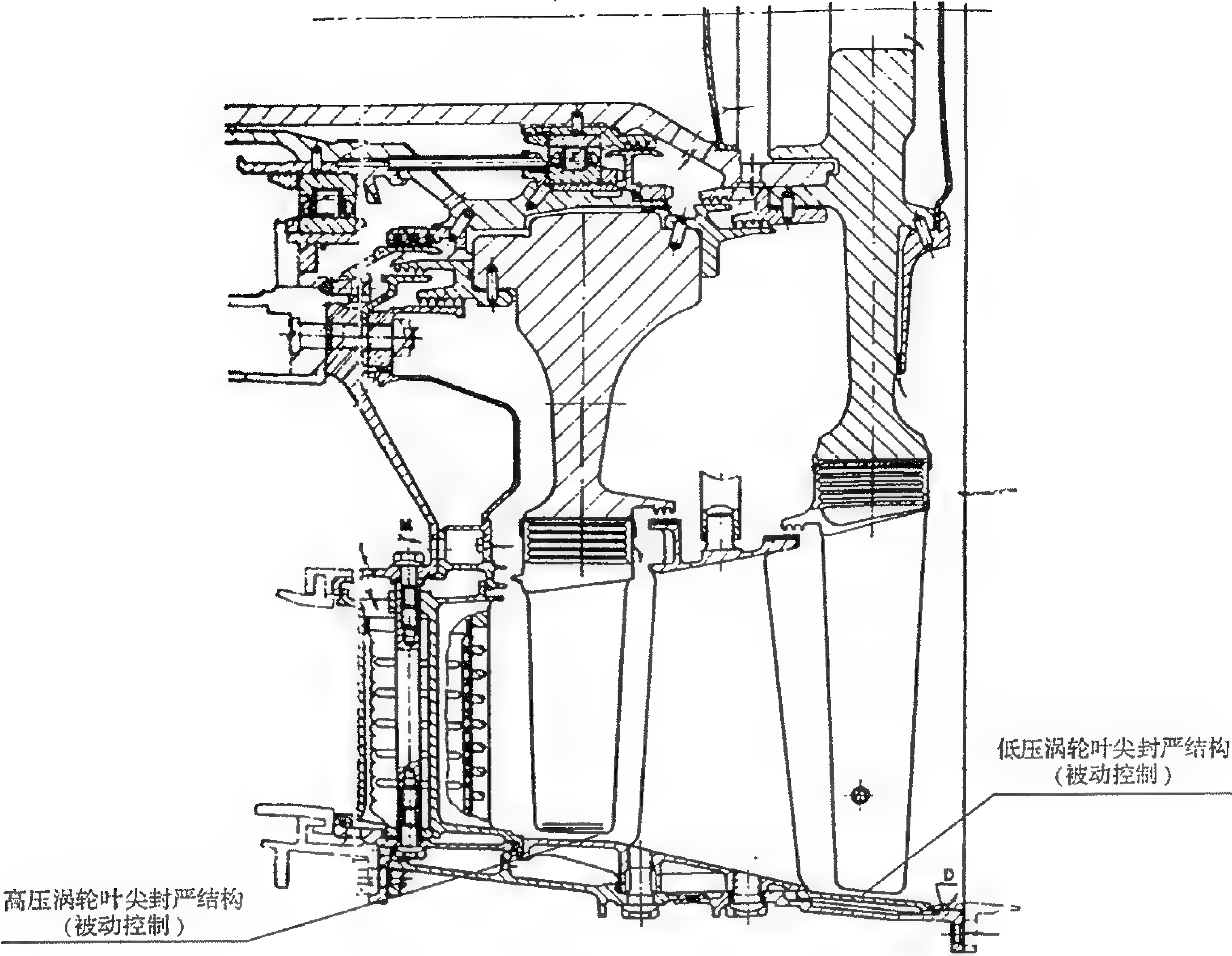


图 12-46　WP13 发动机涡轮结构

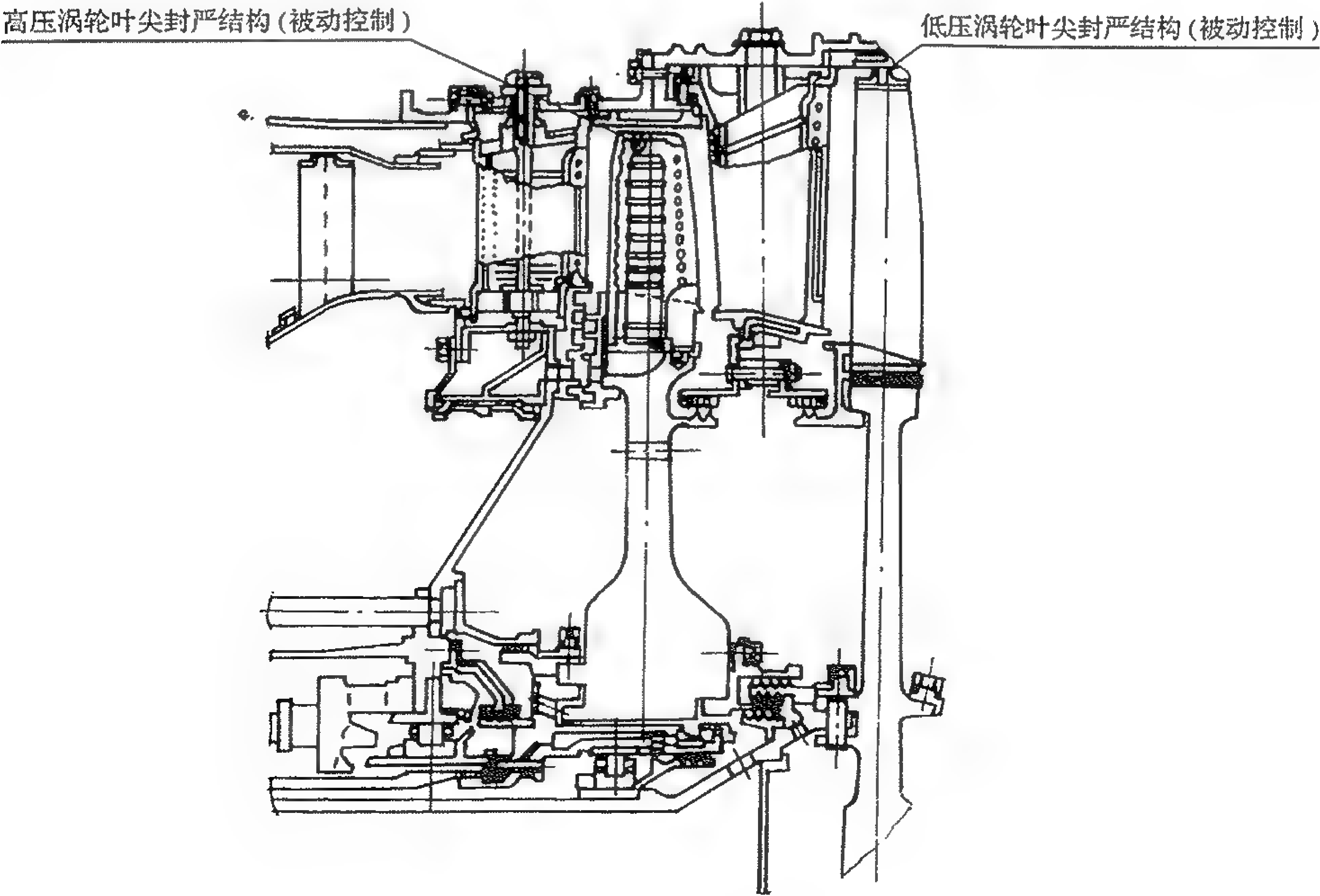


图 12-47　WP15 发动机涡轮结构

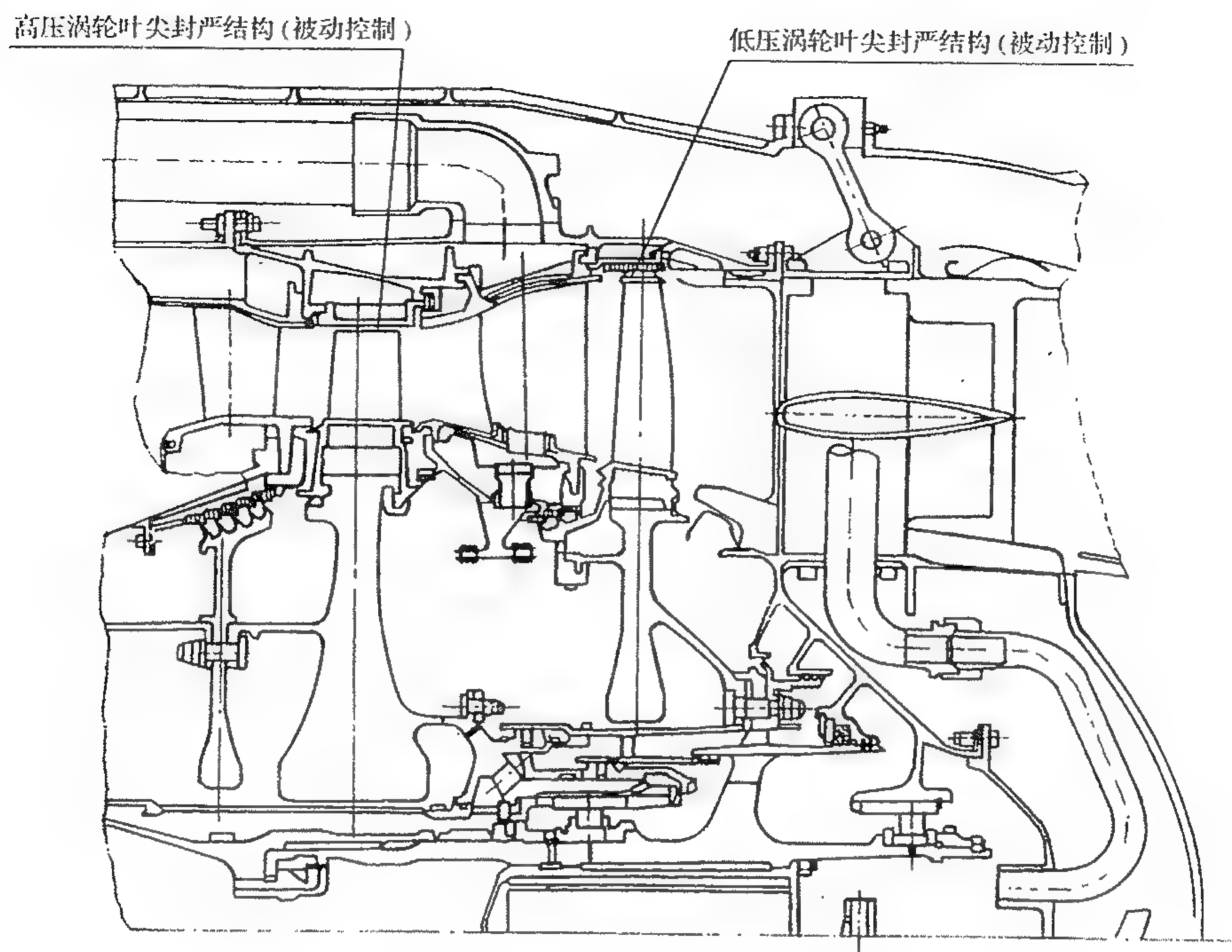


图 12-48 M88 发动机涡轮结构

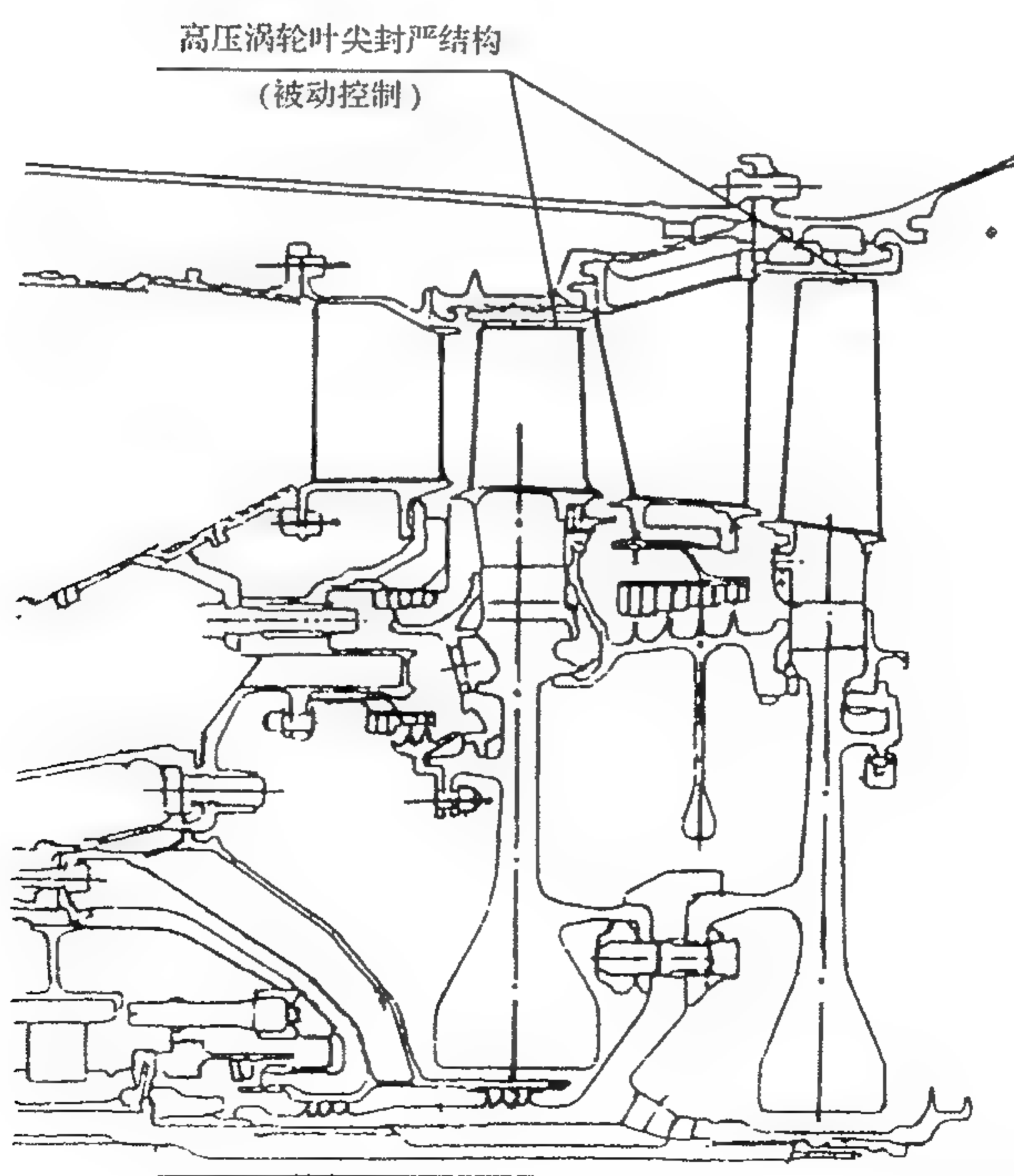


图 12-49 F100 发动机高压涡轮结构

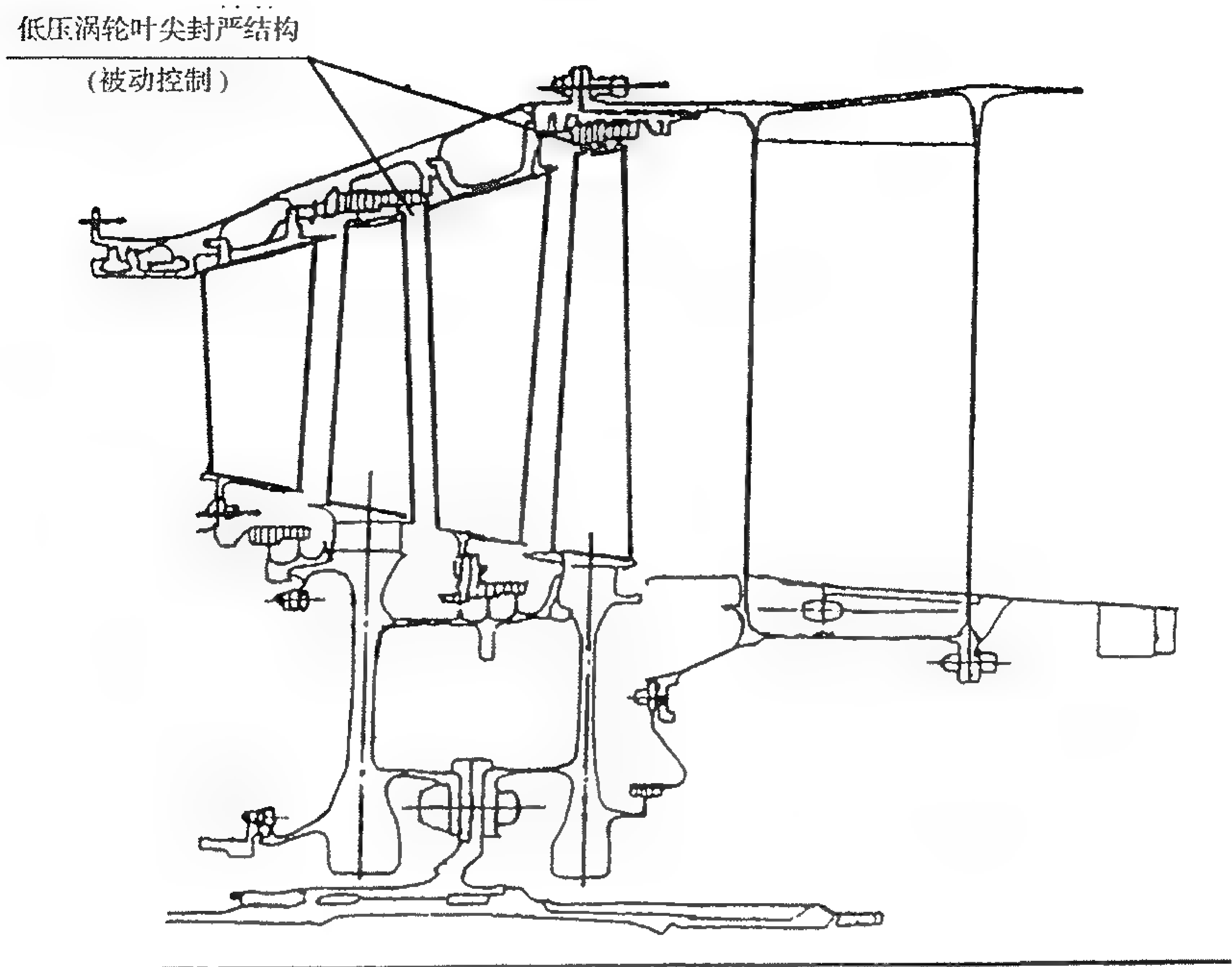


图 12－50　F100 发动机低压涡轮结构

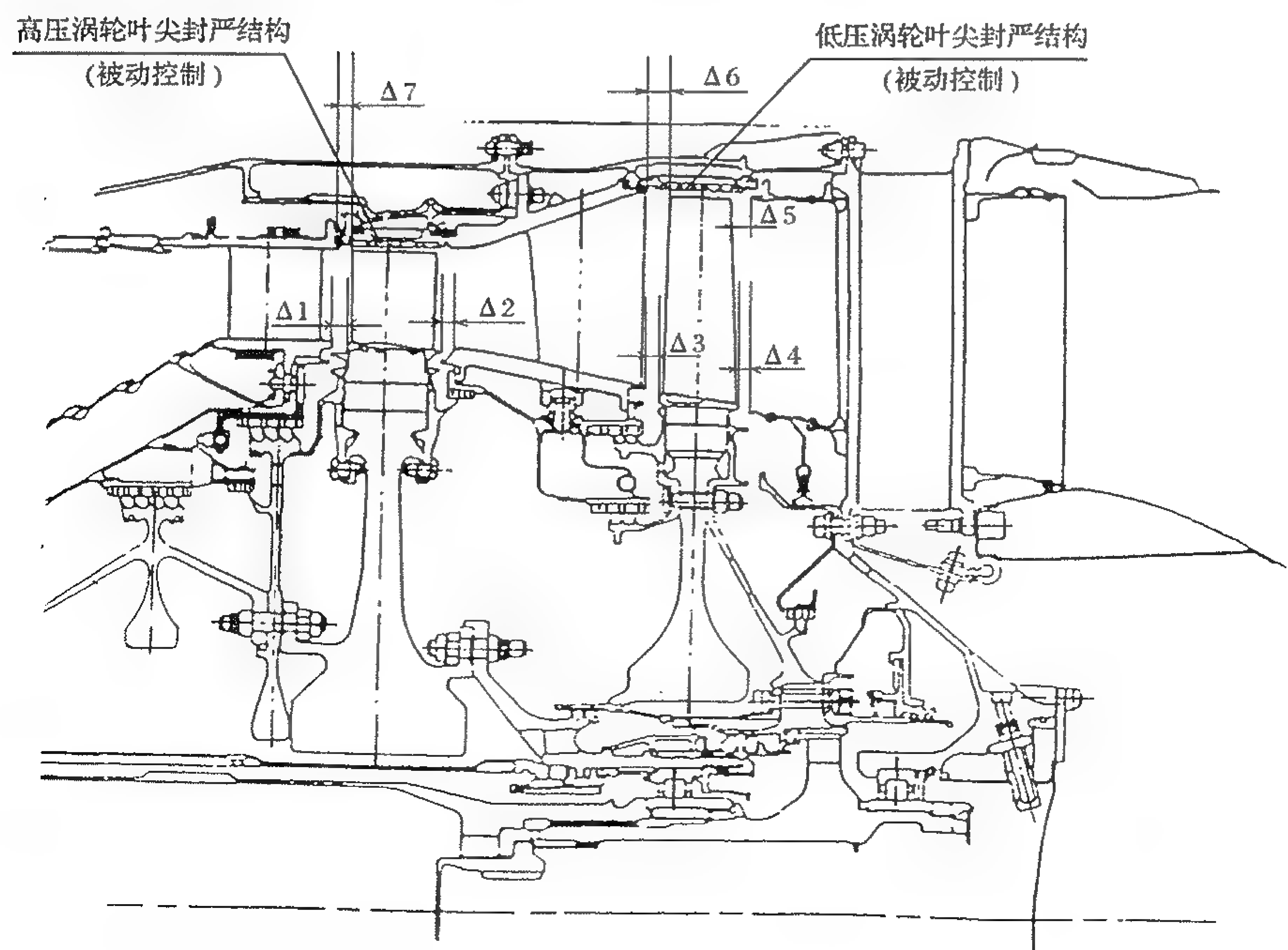


图 12－51　F404 发动机涡轮结构

12.10 涡轮主流道封严涂层材料

涡轮主流道封严涂层材料主要有两类，一类是作为易磨涂层设计使用的，另一类是作为耐磨涂层材料设计使用的。

12.10.1 易磨涂层材料工作条件及对涂层的技术要求

所谓易磨涂层是指当转子与静子相磨时，应该磨去静子上的涂层，而不应磨掉转子叶尖。采用易磨材料封严装置允许有较大的转、静子相互干涉，获得较小的间隙，而又不致产生机件损坏。因此，目前设计的转子叶尖装置和级间封严装置，大多数涂层均是属于易磨材料类的。

涂层处于主燃气流道中，其工作条件苛刻、工作环境恶劣，它除了承受较高的温度，较高压力和高速气流剧烈冲刷外，还要承受振动和燃气腐蚀作用。因此对涂层的主要技术要求为：

（1）可磨耗性好。转子和静子相磨，应磨去涂层而不应磨转子。涂层的硬度不能太高，要选择适当；

（2）良好的抗腐蚀性和抗氧化性；

（3）具有强的结合力。涂层不能掉块、脱落；

（4）涂层质量稳定，满足设计寿命要求。

12.10.2 主要易磨涂层材料

涡轮主流道封严易磨涂层材料主要是镍铝、镍铬和镍铝铬的粉末冶金，其耐温能力较低。随着发动机稳定性的提高，要求涡轮封严材料能在1200℃条件下工作，等离子喷涂金属/陶瓷系列材料、金属间陶瓷化合物材料，如硅化物和氮化物以及纯陶瓷材料均得到极大的发展和应用。

当然，由于低压涡轮环境不那么恶劣，允许采用松孔金属系材料，如金属纤维或粉末冶金成型的镍铝合金，其中包括薄壁开式小蜂窝结构和等离子喷涂金属塑料系列材料在内，均得到广泛的应用。易磨封严材料情况，见表12－6和表12－7。典型机种涡轮流道选用封严机件材料和易磨封严涂层情况见表12－8。

表12－6 密封用易磨陶瓷材料

名　称	制造工艺	主要成分	工作温度，℃	牌　　号
镍石墨	热喷涂	Ni－35石墨	450	TFY－1c
	Ni－20G底层	Ni－25石墨	500	Metco307NS
				PWA1352－1
				B50TF52CL－B
				TFY－1b
		Ni－15石墨	550	Metco308NS
				PWA1352－2
				B50BF52CT－A
				YFA－1a
		粉末冶金	500	FY02－01，02，03

续表 12－6

名　称	制造工艺	主要成分	工作温度，℃	牌　　号
铝青铜	热喷涂		650	Metco51Ns,51FNS, B50TF161,CL－A,CL－B
8～10μm 纤维金属毡	烧结法	Hastelloy X Haynes188 FeniCrAly 等	650～870	FM509A,FM509B,FM515, FM521,FM522, BRUNSLLOY537,534
OHP 型金属毡	烧结法	820C15S, 820C15B, 820V5B, 622V5B; 703V5B,	550 770 750 900 1000	法国 HEurchrome 公司
氮化硼	粉末冶金 热喷涂	Ni－19Cr－48N Ni－14Fe－8Cr－8.5Al－5, 5BN－$2SiO_2$－2 有机物	750 850	FY02－04Metco301Ns TFY－4
松孔镍	热喷涂		820	Metco56C, 56FNS, FWA1324, B50TF17CL－A
松孔镍－铬	热喷涂	80Ni－20Cr NiCr＋陶土	870	Metco43C, 43FNS, PWA1315, PWA1316, B50TF40CL－A－B
蜂窝结构		Hastelloy X Inco600	850～1000	
镍－铝	热喷涂	95Ni/5AL	1100	Metco450NS, PWA1337, B50TF56CL－A
镍－铬－铝	热喷涂	94～Cr/6AL	1100	Metco443NS, PWA1347, B50TF119CL－A
镍－铬－钴－铝	粉末冶金		1150	
陶瓷密封	热喷涂	底层 NiCrAlY 渐变到面层, $80ZrO_2/20Y_2$ O_3 92 $ZrO_2/8Y_2O_3$ 94 $ZrO_2/6\ Y_2O_3$	1350	Metco202NS, A50TF204CL －A Metco204NS, A50TF204CL－C Metco202, A50TF204CL－D

表12-7　国产封严易磨材料表

牌号和成分	密度，g/cm³	硬度，HB	线胀系数	最高使用温度，℃	近似国外牌号
TFY-1c喷涂镍石墨 65Ni+35石墨混合物 (底层80Ni-20Cr)	3.4	6~12		500	
TFY-1b镍石墨 75Ni+25石墨混合物 (底层80Ni-20Cr)	3.4	6~12		500	Metco307NS，PWA1352-1，GE，B50TF52CL-B
TFY-1c镍石墨 85Ni+15石墨混合物 (底层80Ni-20Cr)	3.4	6~12		500	Metco308NS-1，PWA1352-2，GE，B50TF53CL-B
TFY-3 50%(80Ni-20硅藻土)+50%(Ni-15石墨)	2.6~3.0	HR15Y70-75	8.1~12.6	800	
TFY-4氮化硼 Ni-14Fe-8Cr-8.5Al-5.5BN-2SiO_2-2有机物	4~4.5	HR15Y30~6	10~15.6	850	Metco301NS PWA1342
FY02-01粉末冶金镍石墨 185-91Ni+65-9.5C+2.5-5.5Si	5.2~5.5	19~23		500	
FY02-02粉末冶金镍石墨 (162-72Ni+8-12C+20-30Cu+1-3Ag+0.5-2SiO_2)	5.2~5.5	22~23		500	
FY02-04粉末冶金密封块 Ni-16-22Cr-2-61N	5.9~6.3	HRF30~50		750	

表12-8　典型机种涡轮流道封严机件和易磨材料

名称／型号	高压外环	低压外环	级间封严环		高压涡轮盘前封严环	低压涡轮盘后封严环
			前端	后端		
WP7	K403	GH44	K403	K403		
WP13	K403	Cr25Ni20 蜂窝 (Cr25Ni20)	K403 镍石墨块	K403 镍石墨块		
WP15	ЖВД-8	ЖВД-8 蜂窝 (GH3030)	GH30 蜂窝 (GH3030)	GH30 蜂窝 (GH3030)		
АЛ-31Ф	ЖСбу (沟槽)	ХМ62ВМюТ-ВД 蜂窝 (GH3030)	ХМ62ВМЮТВД 蜂窝 (GH3030)	ХМ62ВМюТ-ВД 铜块 (МН191)(В19)		

续表 12-8

型号 \ 名称	高压外环	低压外环	级间封严环		高压涡轮盘前封严环	低压涡轮盘后封严环
			前端	后端		
某A型发动机	K408 氧化锆涂层 (ZrO_2)	K408 蜂窝 (GH536)	GH4133 蜂窝 (GH536)	GH4133 蜂窝 (GH536)	GH4133 镍铝涂层	
某B型发动机	K77 涂层 (NiCrAlY)	K77 蜂窝 (GH536)	GH907 蜂窝 (GH536)	GH907 蜂窝 (GH536)		GH907 蜂窝 (GH536)
CF6-50	Rene41 涂层 Bradlly502	Rene41 蜂窝				
JT9D	Incoloy901 碳化铬					

12.10.3 耐磨封严涂层简介

所谓耐磨封严涂层是指在转子上设置耐磨材料，保护转子不会因磨损或介面摩擦发热的影响而损坏。

航空发动机涡轮转子温度高，转速高，因此对涂层的要求除了像易磨涂层那样具有良好的抗腐蚀性、抗氧化性外，也要求有好的耐磨性和耐久性、要求涂层具有很高的结合力且又不影响机体材料的性能。

目前涡轮部件中与蜂窝结构相对应的转子封严篦齿齿尖一般底层喷涂95Ni/5Al作为粘结层，面层喷涂$97Al_2O_3$，以提高涂层的硬度和耐磨性。高压涡轮叶尖，尤其是第1级流路外壁封严装置，是发动机中对涂层材料要求最苛刻的部位，其叶尖的磨损极为严重。

美国刘易斯研究中心采用SiC细砂烧结法进行涡轮叶尖处理收到了很好的效果。叶尖涂层结构，见图12-52。

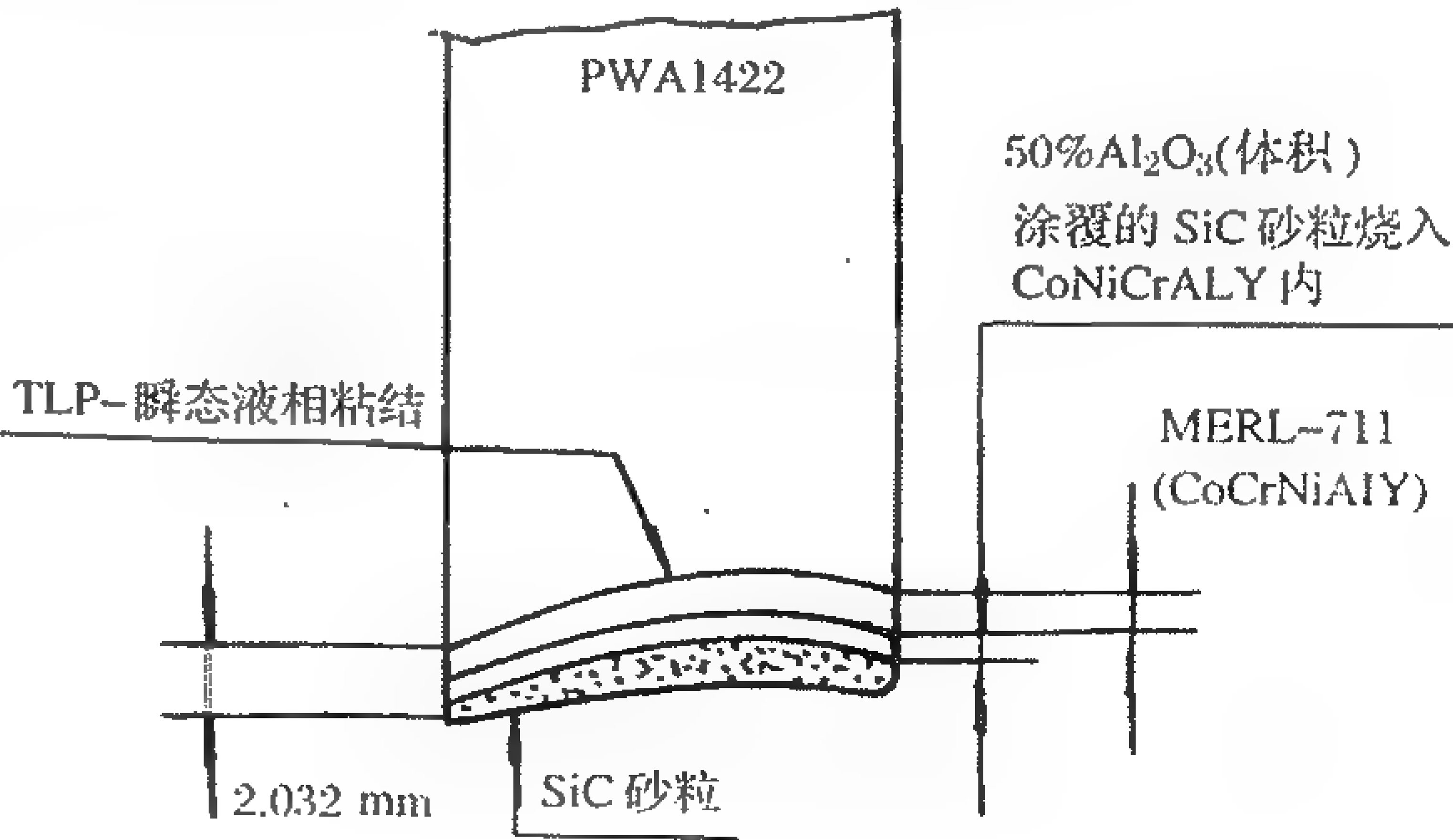


图12-52 叶尖涂层结构图

SiC耐磨涂层可承受1427℃的高温，它是采用真空热压法，将占50%的喷涂过的0.2032mm直径的SiC细砂烧结在过渡层CoNiCrAly内，而SiC砂粒需用高频加热法喷溅一层0.00254mm厚的氧化铝，这道工序在CoNiCrAly烧结前进行。经过溅涂烧结后的叶尖在稳态密闭温度为1538℃的条件下进行的试验结果表明，外环密封层的平均磨损测量值为3.4mm，而叶尖平均磨损值仅为0.064mm。可见其耐磨性还是相当不错的，达到了预期的设计效果。

第13章 涡轮性能试验

涡轮气动问题的研究方法可分为理论研究、试验研究和统计研究。统计研究法在涡轮气动问题研究中应用较少，广泛采用的是理论研究与试验研究紧密相结合的方法，而且二者是相辅相成的。理论研究的重要性就在于它能够提出新概念，新理论和新方法，从而推进涡轮气动技术的发展。例如：紊流模型和计算格式的研究成果促进了3D N－S方程解在涡轮机中的应用，使涡轮气动设计者能够正确设计形状复杂的弯扭叶片（即复合倾斜叶片）；又如近年来由于非定常3D N－S方程的应用，发现了叶轮机的尾迹管理技术，进一步提高了涡轮效率。但理论方法都不可避免地存在某种近似性，这是因为人们不得不将非常复杂的叶轮机流动问题作了某些假设，进行了若干简化处理，致使其物理模型与数学模型之间存在一定的差异。因此，试验研究在航空燃气涡轮中始终具有非常重要的地位和作用，它不仅对理论研究结果会起到试验验证的作用，而且还能提供修正理论方法的可靠依据，使理论方法不断地得到改进。例如：已被广泛应用于叶轮机的二维和三维流场计算的时间相关法（即时间推进法），尽管至今尚未得到数学上的严格证明，但其正确性早已被试验结果所证实。正是因为试验研究的重要性，世界许多航空公司和科研机构，如GE公司、PW公司、RR公司、NASA、ЦИАМ等，都拥有一流的配套的涡轮性能试验设备。

本章的主要内容是根据已审定的涡轮试验编写大纲，就国内已有试验设备上能够进行的涡轮气动性能试验，均按试验目的、试验要求和试验件设计要点三个部分进行叙述。

13.1 试验文件的编写

13.1.1 试验前文件的编写

主要包括试验任务书、试验大纲、受感部委托设计任务和试验设备改造方案等。

（1）试验任务书

试验任务书是涡轮试验工作的依据，由委托方提出。该任务书一般应包括以下内容：

a．试验目的；

b．试验项目；

c．试验状态；

d．试验要求；

e．测量精度要求。

（2）试验大纲

试验大纲是涡轮试验工作的实施计划和步骤，它是根据试验任务书的内容和要求而编写的试验工作规程，由试验方提出。试验大纲一般应包括以下内容：

a．试验目的；

b．试验项目；

c. 试验方案；

(a) 试验设备方案；

(b) 试验件方案；

(c) 测量方案；

(d) 测量方法及数据整理方法；

(e) 试验计划及组织。

(3) 受感部委托任务书

受感部委托任务书是根据试验大纲的要求，提出测量参数受感部的设计要求，由试验方提出。

(4) 试验设备改造方案

试验设备改造方案是根据试验大纲的要求，对试验设备进行必要的技术改造，由试验方提出(如果现有试验设备满足试验任务书的要求，则此条可不写)。

13.1.2　试验报告的编写

试验报告应提供足够的资料以表明试验目的已达到，它由试验方提供。试验报告的格式与内容如下：

a. 前言；

b. 符号表；

c. 试验件说明；

d. 试验设备说明；

e. 测试系统说明；

f. 主要测量参数的允许误差与误差分析；

g. 试验数据计算方法；

h. 试验结果；

i. 试验结果分析；

j. 结论；

k. 参考文献；

l. 附表及附图；

m. 附录。

13.2　平面叶栅试验

平面叶栅试验是在平面叶栅风洞上进行的。试验工质为压缩空气，有连续供气式气源，也有暂冲式气源。平面叶栅在叶栅风洞上的位置，如图 13－1 所示。栅后测量的区域为叶中横跨 1.5～2.0 栅距的区域，即只考虑流动的二维性。

平面叶栅试验时测量的参数有：

a. 栅前：静压(壁面)，总压和进气角(由转盘转角保证)；

b. 栅后：静压，总压和气流方向；

c. 叶中截面叶型表面的静压分布。

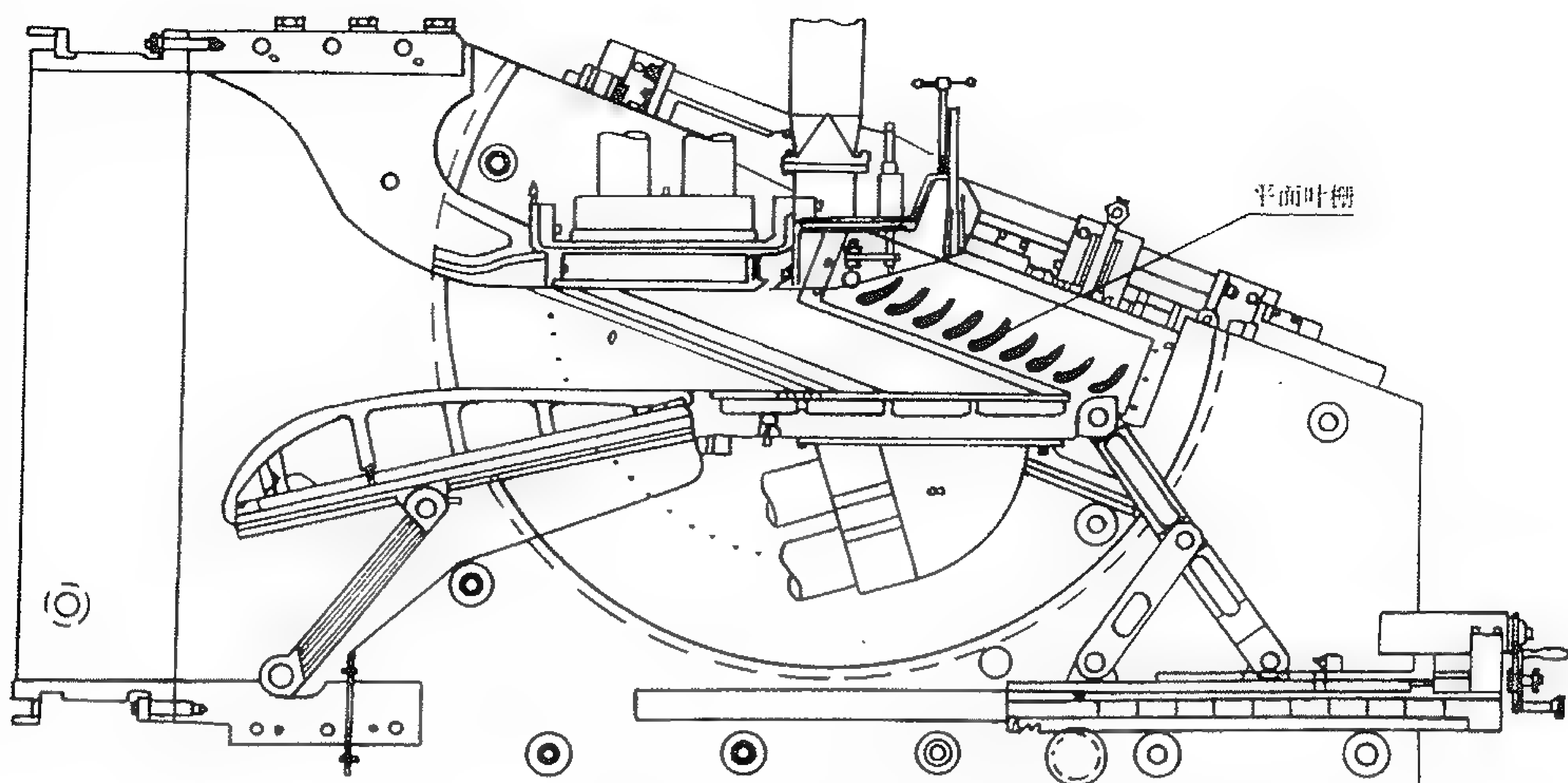


图 13-1 安装在平面叶栅风洞上的平面叶栅

平面叶栅的流动损失只有叶型损失，即叶型表面附面层的摩擦损失和可能存在的附面层分离损失以及尾迹损失。对跨声速叶栅，还有波阻损失。如果是气冷叶片，还包括冷却空气与主流的掺混损失。涡轮叶栅的气动损失可用能量损失系数 ζ，速度损失系数 φ，叶栅效率 η，总压恢复系数 σ 和总压损失系数 $\bar{\omega}$ 来表示。上述各种损失（均指沿栅距的平均值）的定义及其相互关系如下：

$$\zeta = 1 - \left(\frac{C_1}{C_{1ad}}\right)^2 = \frac{\left(\frac{P_{t0}}{P_{t1}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\left(\frac{P_{t0}}{P_{1ad}}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1}$$

$$\varphi = \frac{C_1}{C_{1ad}}$$

$$\eta = \left(\frac{C_1}{C_{1ad}}\right)^2$$

$$\sigma = \frac{P_{t1}}{P_{t0}}$$

$$\bar{\omega} = \frac{P_{t0} - P_{t1}}{P_{t0} - P_{s1}}$$

显然有

$$\zeta = 1 - \varphi^2 = 1 - \eta$$

或

$$\eta = \varphi^2 = 1 - \zeta$$

或

$$\varphi = \sqrt{\eta} = \sqrt{1 - \zeta}$$

式中：k——工质的比热比；

P_t——总压，MPa；

P_s——静压，MPa；

C——绝对速度，m/s。

下注脚 0 和 1 分别代表叶栅进、出口，ad 代表等熵值。

13.2.1　试验目的

a. 在设计攻角时，测量叶栅能量损失系数 ζ、出气角 α_1 以及叶型表面马赫数 M_i（或 Psi）随叶栅出口马赫数 M_1 的变化，分别如图 13-2～图 13-4 所示，图中 $\overline{S}$ 为相对弧长。对于亚声速叶栅，M_1 的变化范围一般为 0.6～1.0；对于跨声速叶栅，M_1 的变化范围一般为 0.8～1.4。

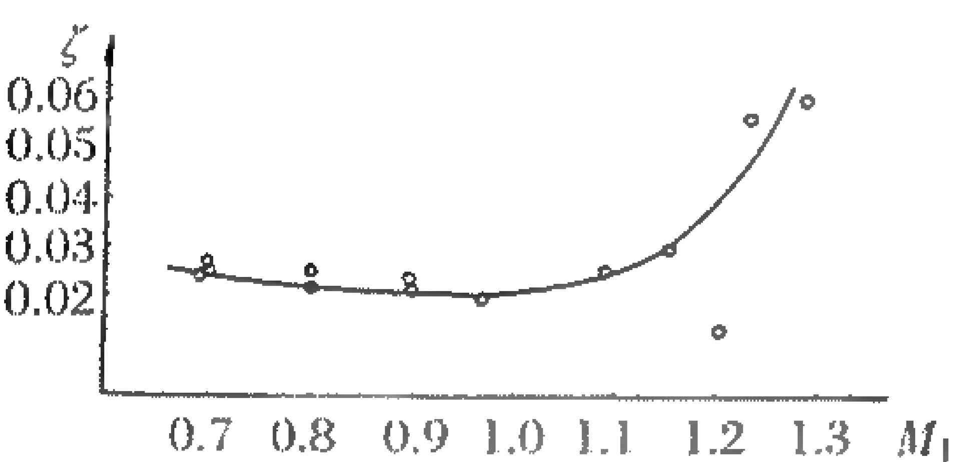


图 13-2　平面叶栅 $\zeta = f(M_1)$ 曲线

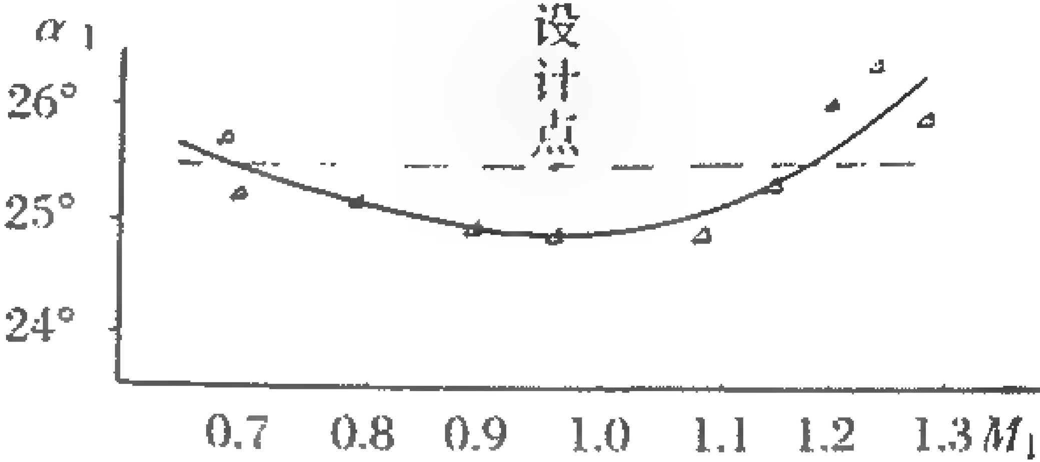


图 13-3　平面叶栅 $\alpha_1 = f(M_1)$ 曲线

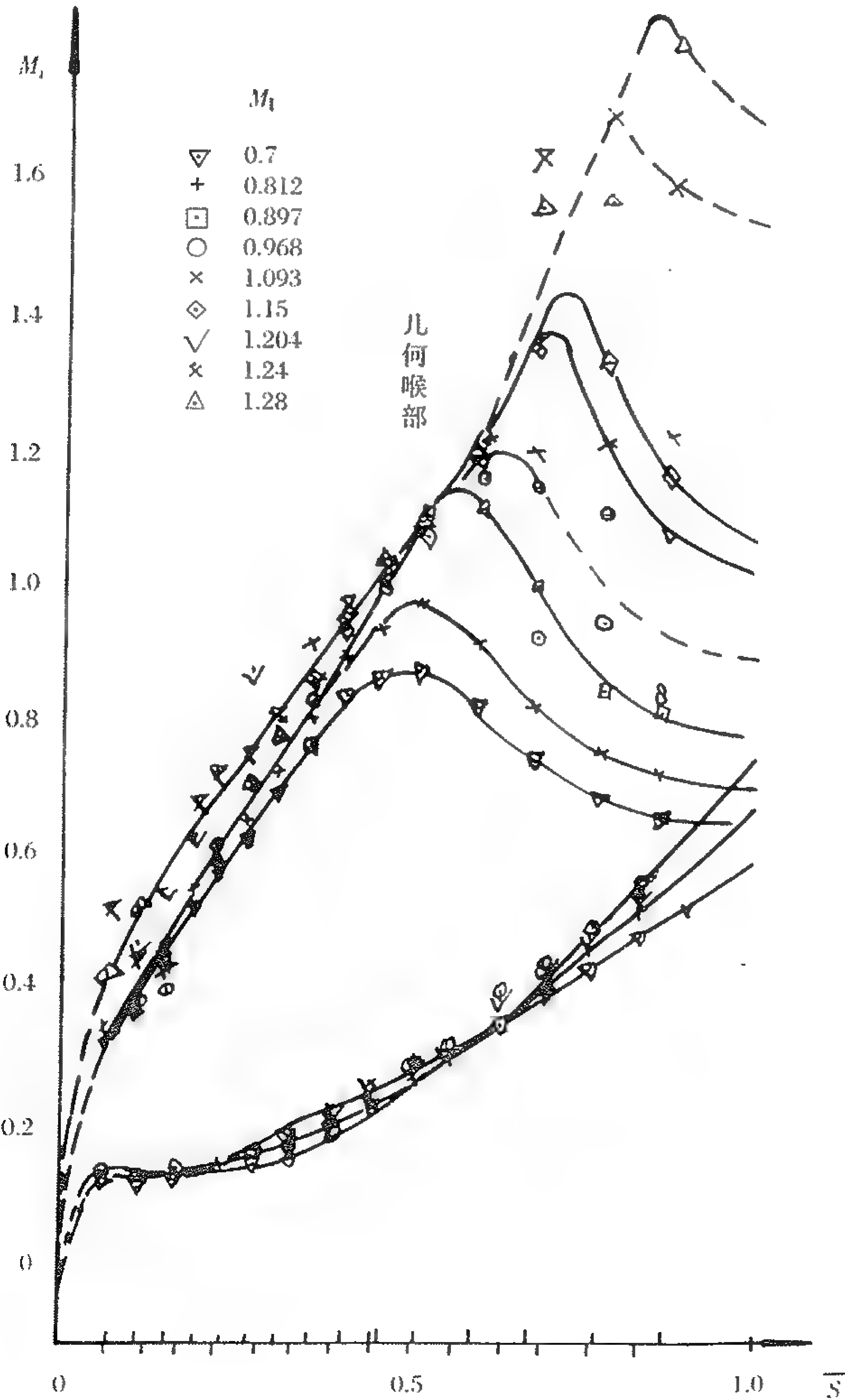


图 13-4　平面叶栅 $M_i = f(M_1)$ 曲线

b. 在设计 M_1 下，测量叶栅的 ζ，α_1 以及叶型表面 M_i 随攻角 i 的变化，分别如图 13－5～13－7 所示。i 的变化范围通常为 15°～－20°。

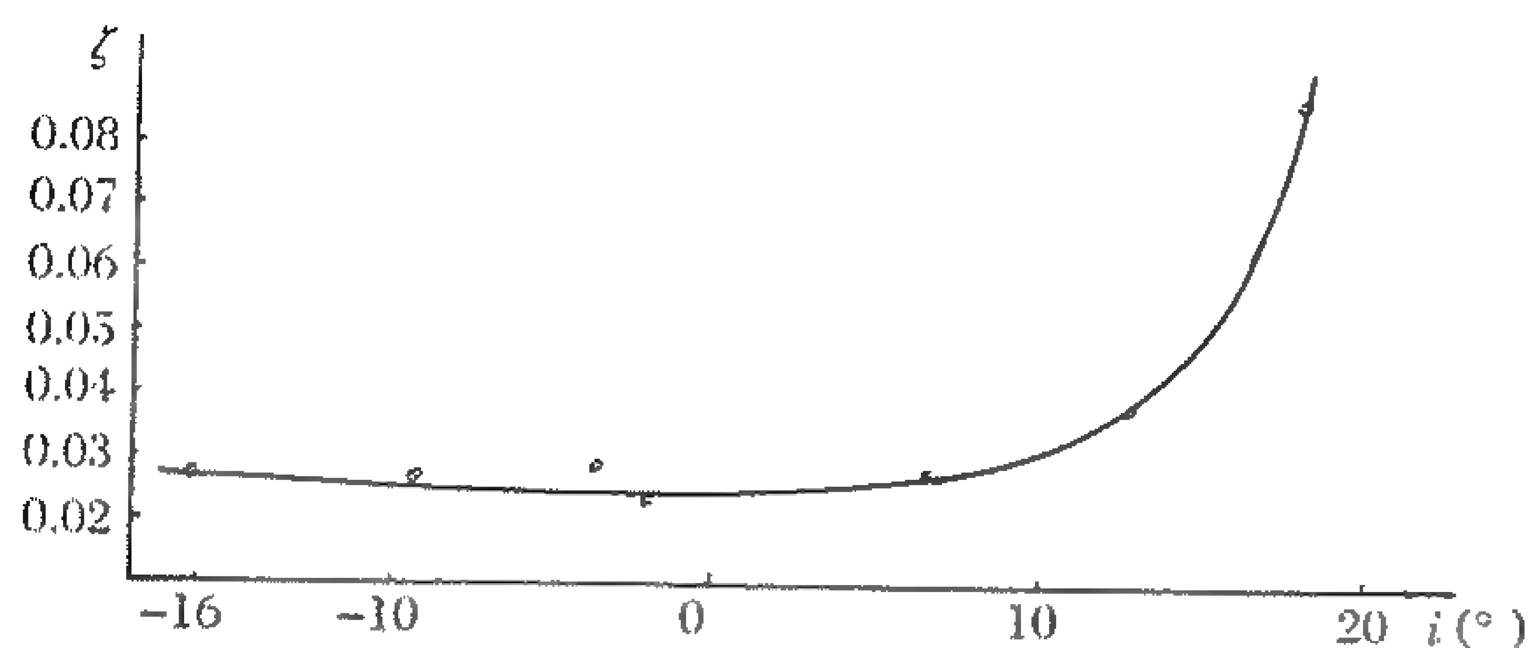


图 13－5 平面叶栅 ζ＝f(i)曲线

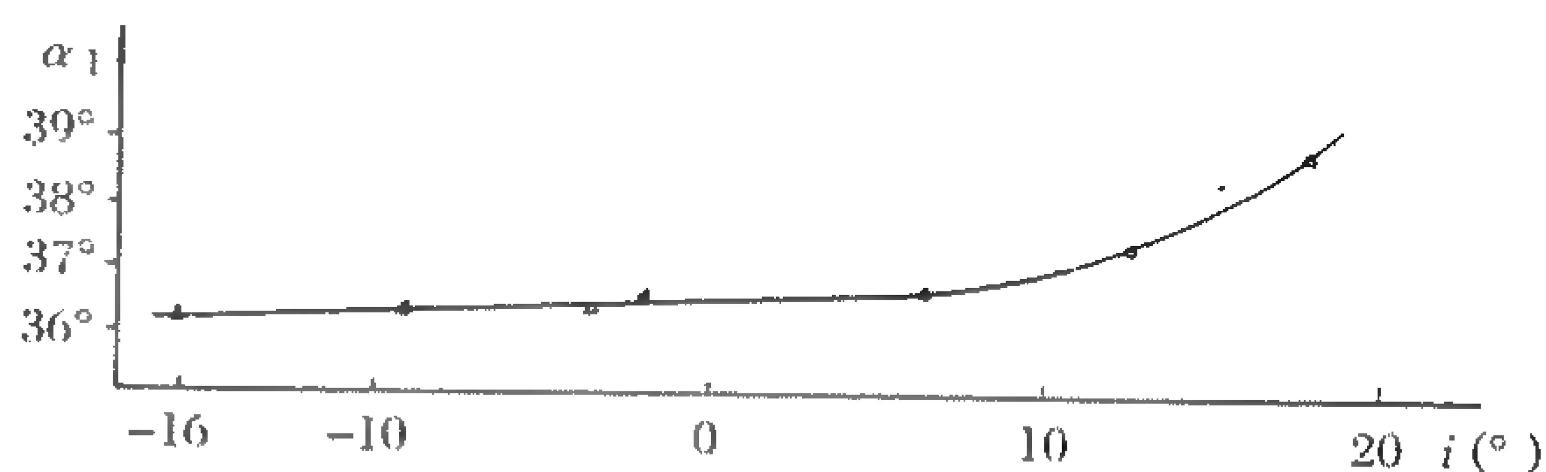


图 13－6 平面叶栅 $\alpha_1 = f(i)$ 曲线

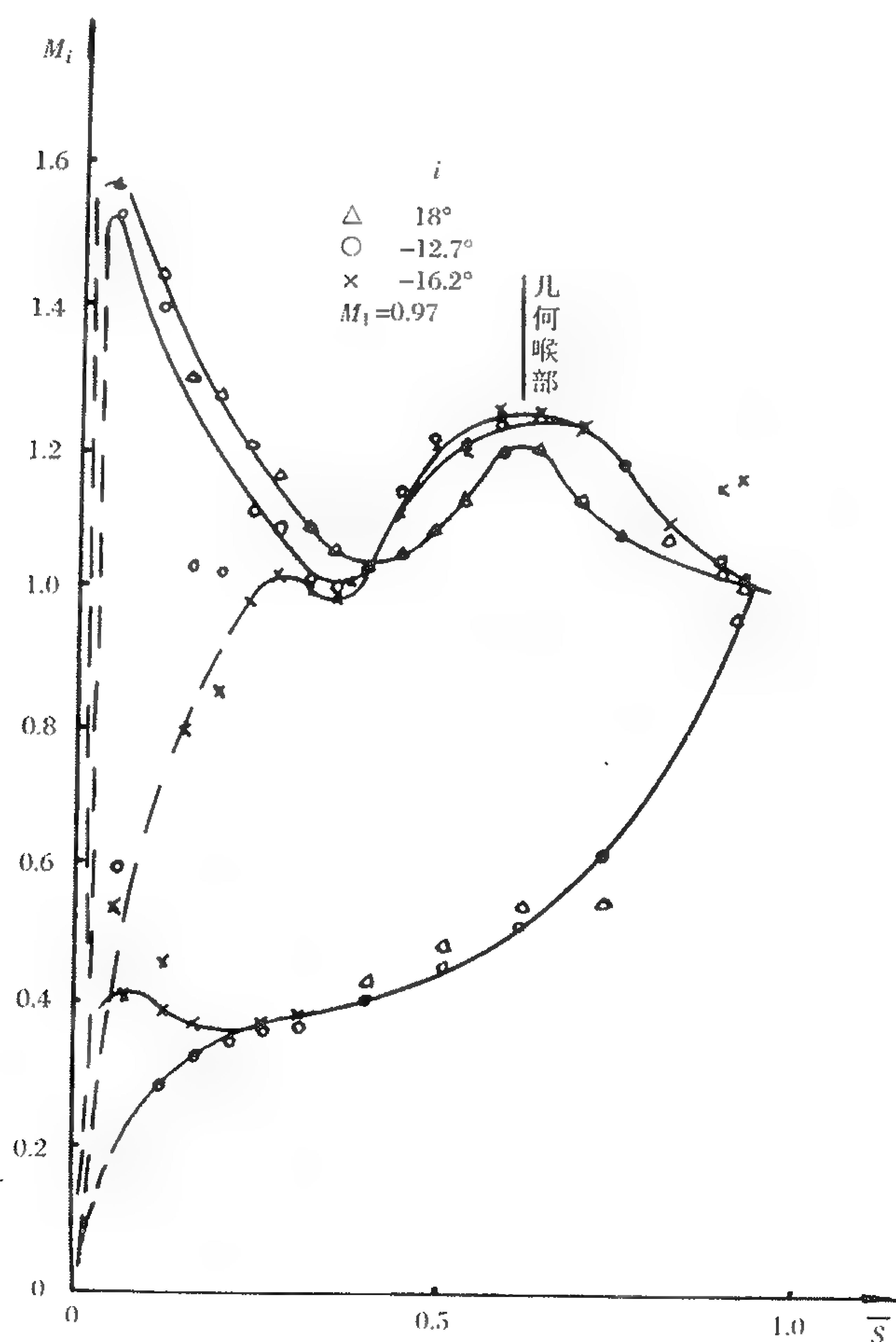


图 13－7 平面叶栅 $M_i = f(i)$ 曲线

c. 在上述有代表性的若干个试验状态下进行纹影照像和纹影录像。图 13－8 所示为一个跨声速涡轮导叶叶栅在进气角为 90°，出口马赫数 M_1 为 1.3 时的纹影照片。该照片清楚地显示了其尾缘波系结构。

d. 测量叶栅出口气流角 α_1 沿栅距 t 的变化，如图 13－9 所示。

e. 测量叶栅出口总压恢复系数 σ 沿栅距 t 的变化，如图 13－10 所示。

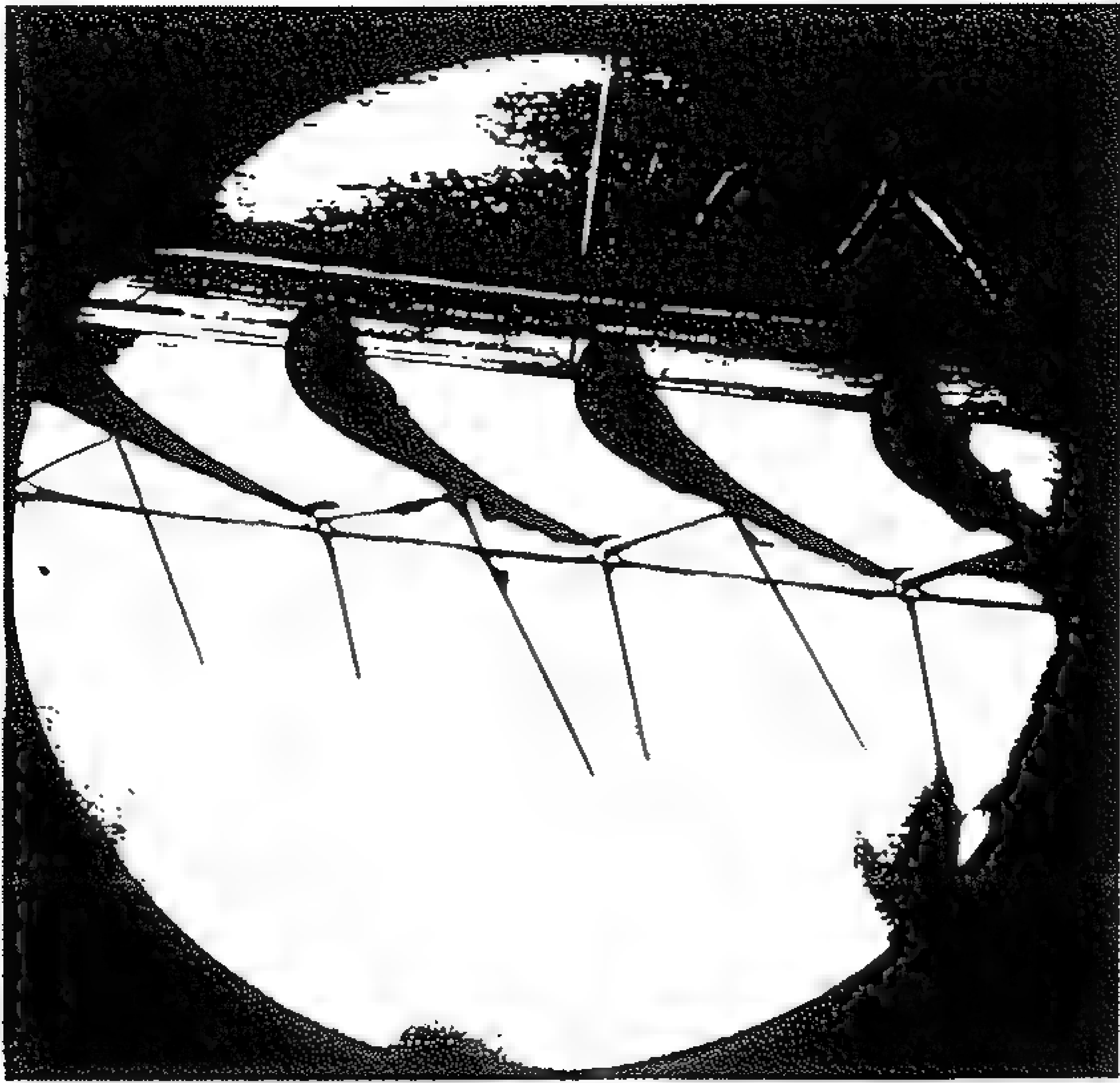


图 13-8　某跨声速涡轮导叶在 $\alpha_0=90°$，$M_1=1.3$ 时的纹影照片

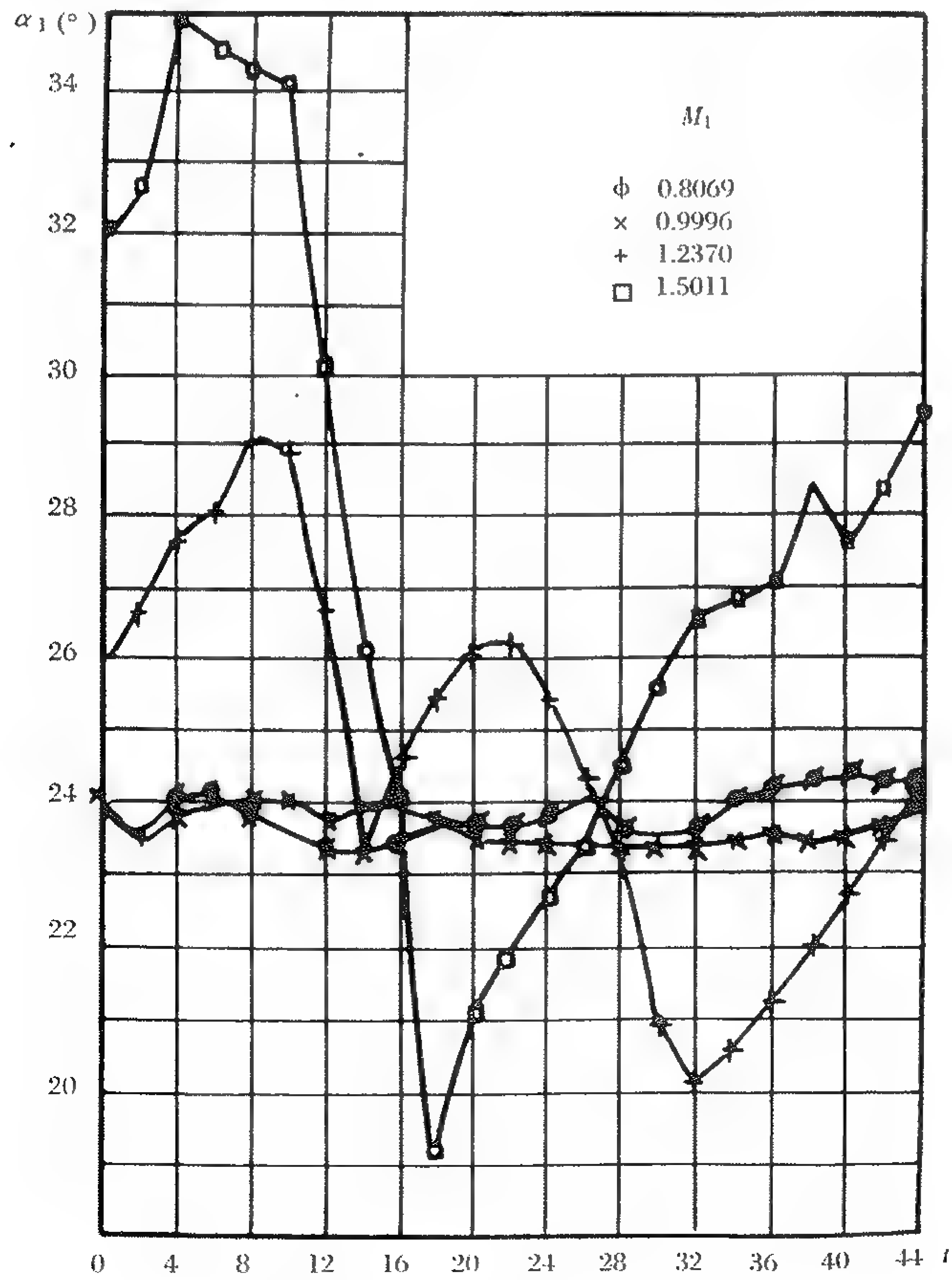


图 13-9　平面叶栅 $\alpha_1=f(t)$ 曲线

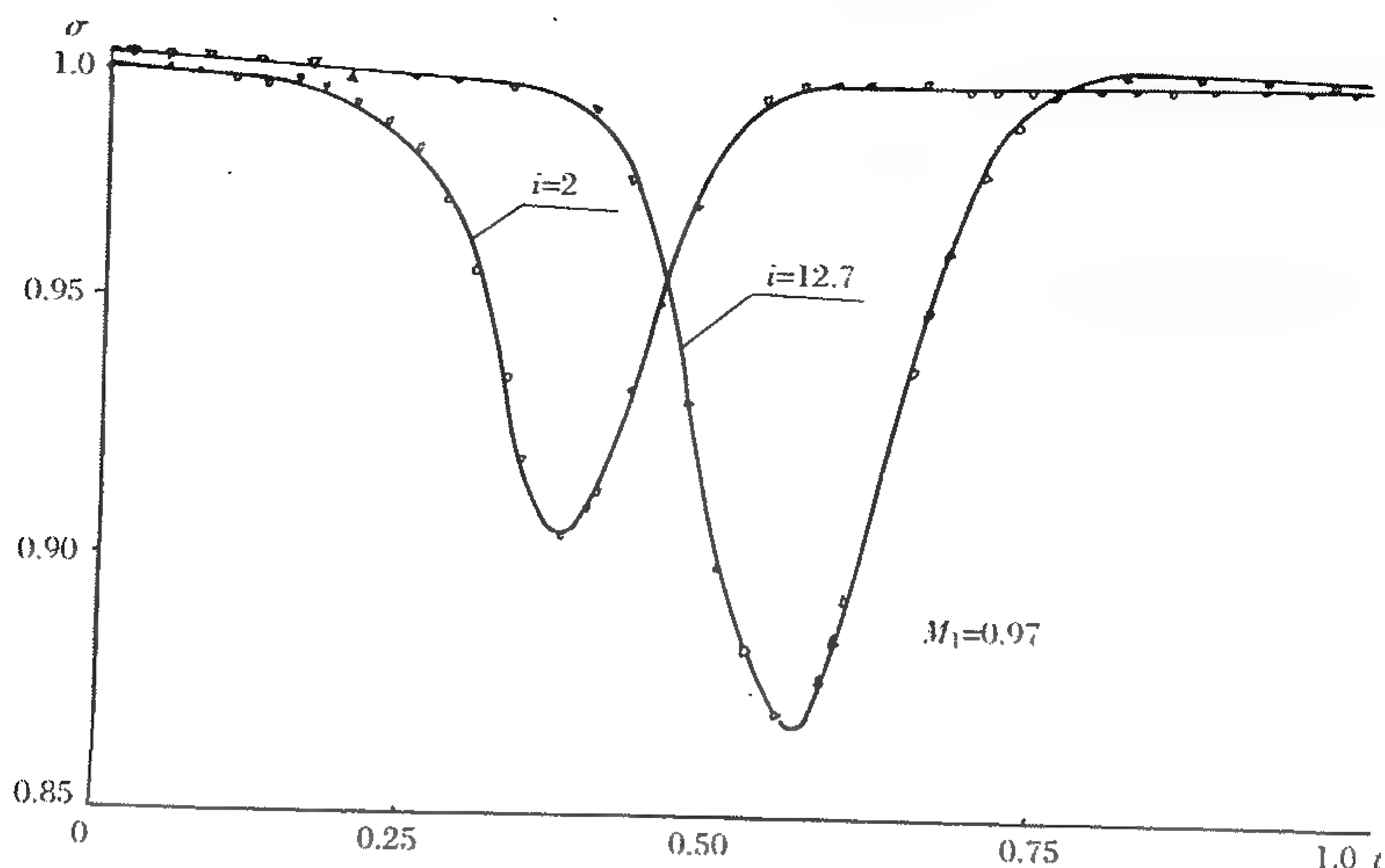


图 13-10 平面叶栅 $\sigma=f(\overline{t})$ 曲线

f. 研究叶型和叶栅几何参数对平面叶栅性能的影响。即研究诸如叶栅稠度，叶型最大相对厚度及其位置，叶型弯折角，叶型尾缘弯折角，叶型尾缘相对厚度（即尾缘堵塞度）以及叶栅流道的收敛梯度和形式（纯收敛和收－扩型）等几何参数对叶栅性能的影响。

g. 研究冷却空气与主流的掺混对平面叶栅性能的影响。冷气与主流的掺混损失主要取决于冷气量的大小，冷气排入主流的部位和方向，冷气排入的速度。通过这种研究可以了解气膜冷却和尾缘开缝冷却对叶栅性能的影响，从而有利于正确确定冷却孔的位置、大小和数目。

h. 研究叶型表面负荷分布对叶栅性能的影响。即研究均匀加载叶型和后部加载叶型性能的差异。

i. 进行激波与附面层的相互干扰研究。这对于跨声速涡轮尤为重要。平面叶栅试验提供了拍摄纹影照片和纹影录像的最好条件，从中可以清楚地了解叶栅的波系结构和激波的位置。如果这种试验在暂冲式叶栅风洞上进行，则还可了解激波波系的产生和发展的动态过程。

通过对大量的各种形式涡轮平面叶栅的试验研究，经分析综合归纳后，可以获得一些在设计平面叶栅时应遵循的规律，从而为成功设计同时满足气动、冷却、结构和强度要求的涡轮叶型叶栅奠定良好的基础。

13.2.2 试验要求

a. 必须严格遵循几何相似准则，即保证试验叶栅与原型叶栅几何相似。多数试验平面叶栅是按比例放大的。

b. 对于验证性试验，必须遵循气动相似准则，即必须保持叶栅来流攻角相等和叶栅出口马赫数相等（或叶栅进口总压与出口静压之比相等）。

c. 保持雷诺数 Re 相等或在自模区内。当特征尺寸为弦长时，涡轮叶栅的临界 Re 数约为 10^5。

d. 对于要求测量叶型表面压力分布的叶栅，其叶型表面的测孔数应尽可能多些，一般叶盆表面至少为12个，叶背表面至少为18个，为了布置足够的叶型表面测孔，可将叶型适当放大。

e. 对于出口为超声速流动的跨声速涡轮叶栅，试验时叶栅出口所测总压为探针头部正激

波后的总压，即所测总压大于栅后气流的实际总压，因此对此总压必须采用正激波关系式进行计算修正。

f. 平面叶栅风洞试验段出口（即被试叶栅的进口）流场的均匀度应满足如下要求：

(a) 当 $M_0<1$ 时，$M_{0\max}-M_{0\min}\leqslant 0.01$

$$\beta_{0\max}-\beta_{0\min}\leqslant 0.01$$

(b) 当 $M_1\geqslant 1$ 时，$M_{0\max}-M_{0\min}\leqslant 0.02$

式中，M_0 和 β_0 分别为风洞试验段出口马赫数和气流角。

g. 压力测量系统除了在试验前进行校准外，还要在试验过程中进行适时校准。温度测量系统应按有关规定进行定期校准。气流角度测量系统除了在试验前进行校准外，还要在试验过程中进行适时校准，以消除传感器的温度漂移。测量系统的允许误差见表 13－1。

表 13－1　平面叶栅试验测量系统的允许误差

测量参数	测量系统或仪表	允许误差	备　　注
压　力	标准压力仪	±0.05%	用于压力测量系统校准
	压力测量系统	±0.3%	
大气压	无汞气压计	±0.05%	
温　度	数字式温度计	±0.5℃	
角　度	角度测量系统	±0.5°	

13.2.3　试验件设计要点

a. 为了保持叶栅中部流动的二元性，使叶中区的流动不受叶栅两端壁附面层的影响，试验叶栅应有足够的高度，通常不小于 100mm。

b. 为使平面叶栅中央部分的流动保持其周期性，试验叶栅的叶片数应多些，通常为 7～11 片，最少不应少于 7 片，而且叶片数应取单数。

c. 叶栅试验件的外廓尺寸应与叶栅风洞风口尺寸相吻合，以免漏气。

d. 被试叶栅的叶型可以放大，但必须遵循几何相似准则，为此不仅应使几何尺寸按比例放大，还应严格控制叶型的工艺误差和表面光洁度。

e. 对于测量叶型表面压力分布的叶片，应保证叶型表面测压孔分布在同一叶高截面处。为保证所测表面压力为静压，其孔径应不大于 0.5mm，孔的方向应与叶型表面垂直，孔边应保持锐边，但不应有毛刺。

f. 对于气冷叶片，其冷却孔的大小、方向和位置也应遵循几何相似准则。平面叶栅试验时还应保持试验叶栅与原型叶栅的相对冷气量和温比不变。

g. 为了拍摄纹影照片和进行纹影录像，试验叶栅上、下栅板的材料应换成工业用的有机玻璃，栅板表面应保持光洁和无划痕。

顺便指出，国内、外在平面叶栅风洞上进行等截面弯叶片的试验，主要研究弯叶片减少损失的某些机理。还有人在平面叶栅风洞上进行收缩端壁的影响试验，主要研究端壁型面的几何形状对叶型速度分布和直叶栅二次流损失的影响。

13.3 环形叶栅吹风试验

环形叶栅吹风试验可以在专用的环形叶栅试验器上进行，也可在本章13.5中所述的流量函数试验器上进行，还可在已有的涡轮性能试验器上进行，但后者必须进行设备改装，即将涡轮转子去掉，只保留导向器，并对其排气系统和测量系统进行改装。直至目前，国内的环形叶栅吹风试验就是属于这种情况。

在保证进、出口条件接近真实情况时，通过环形导向器吹风试验，可以获得三维流动结构、局部和总的损失特性、流通能力以及其他方面大量的试验数据。为评定涡轮导向器的设计效果和进一步改进其性能提供试验依据。通过大量不同的环形导向器吹风试验研究，经综合归纳后，可以获得一些设计涡轮导向器叶栅时可遵循的规律，这样就可以大大提高涡轮导向器的设计水平，为涡轮级的设计奠定坚实的基础。此外，根据导向器流通能力的试验值，可为发动机调试中调整导向器排气面积提供可靠依据。

气流在导向器环形叶栅中的流动为复杂的非定常、有粘、三维流动。其流动损失除叶型损失外，还有二次流损失以及上、下缘板之间的漏气损失。如果是跨声速叶栅，还有激波和激波与附面层相互干扰引起的波阻损失。如果是气冷导向器，还包括冷却空气与主燃气流的掺混损失。导向器中的二次流包括前缘马蹄涡、通道涡以及对涡（又称角隅涡）。

环形叶栅中的损失可用能量损失系数 ζ、速度损失系数 φ、总压恢复系数 σ 以及总压损失系数 $\overline{\omega}$ 来表示。其基元叶栅损失的定义和相互关系如下：

$$\zeta = 1 - (\frac{C_1}{C_{1ad}})^2 = \frac{(\frac{P_{t0}}{P_{t1}})^{\frac{k-1}{k}} - 1]}{(\frac{P_{t0}}{P_{s1}})^{\frac{k-1}{k}} - 1}$$

$$\varphi = \frac{C_1}{C_{1ad}} = \sqrt{1-\zeta}$$

$$\sigma = \frac{P_{t1}}{P_{t0}}$$

$$\overline{\omega} = 1 - \sigma$$

环形叶栅吹风试验时，沿栅距和沿叶高测取栅前的总压 P_{t0}、栅后总压 P_{t1} 和静压 P_{s1}，然后按上述关系式则可得 ζ，φ，σ 和 $\overline{\omega}$ 沿叶高的分布，最后计算沿叶高的平均值则得环形叶栅的总损失。

13.3.1 试验目的

a. 测量不同几何参数的涡轮导向器叶栅在不同的出口马赫数（M_1）下，各种损失系数沿叶高的分布及其沿径向平均值。这对于采用不同端壁形状的弯扭叶片（又称复合倾斜叶片）的三维联合成型的设计与研究有着特殊的意义。图13－11所示为一跨声速涡轮导向器环形叶栅沿栅距平均的能量损失系数 ζ 随叶高 h 的变化曲线。

b. 可在环形叶栅的两端壁区涂上油墨进行流迹显示，观测端壁区附面层质点的迁移轨迹和特点，这对于研究两端壁区的二次流很有意义。

c. 在不同 M_1 下，测量环形叶栅出气角 α_1 沿栅距 $\overline{t}$ 和沿叶高 $\overline{h}$ 的分布，获得 $\alpha_1 = f(\overline{t})$ 和 $\alpha_1 = f(\overline{h})$ 曲线，还可间接获得 $\alpha_1 - \alpha_{1K} = f(\overline{h})$ 曲线（这里 α_{1K} 为叶型的尾缘构造角）。

d. 在不同的叶高处测量叶型表面的压力（或速度）分布，判别叶型的气动性能并可与设计时 S_1 流场计算结果进行对比分析。图 13－12 为一跨声速涡轮导向器叶栅根、中、尖截面叶型表面的马赫数 M_i 分布。图中 M_1 为栅后马赫数，$\overline{S}$ 为相对弧长。

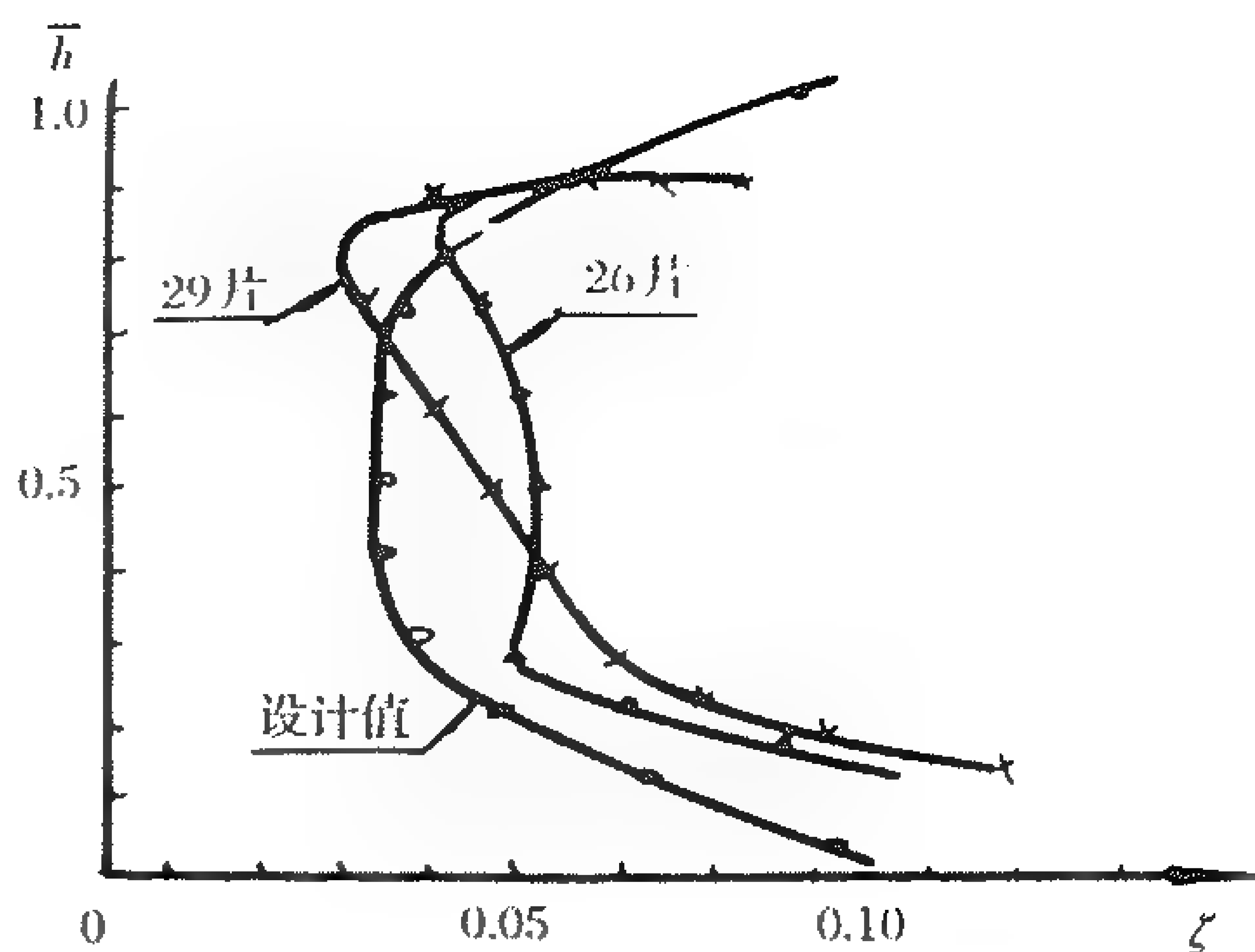


图 13－11　某跨声速涡轮环形叶栅 $\zeta = f(\overline{h})$ 曲线

e. 在设计状态和非设计状态下，测量导向器的流通能力，为发动机试车时导向器排气面积的调整提供可靠的依据。

f. 对于气冷导向器，可在不同的冷气温比和冷气流量比下，研究冷气与主流掺混对导向器气动性能的影响。

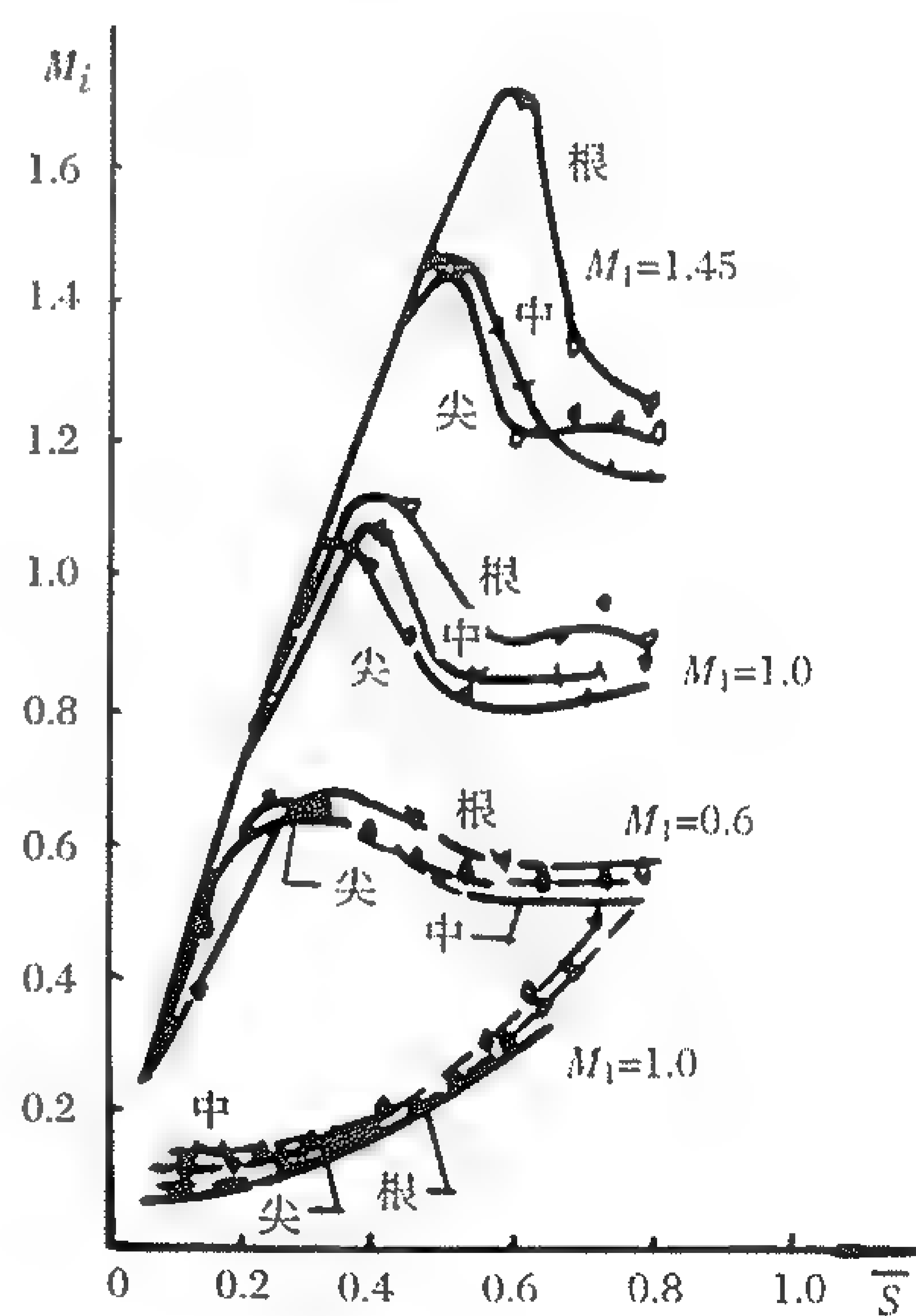


图 13－12　某跨声速导向器叶型表面 M_i 分布图

13.3.2　试验要求

a. 环形叶栅试验首先必须遵循相似准则，保证试验叶栅与原型叶栅几何相似。

b. 如果环形叶栅进口不是均匀轴向进气，则要在叶栅试验件之前安装一排整流叶栅，以保证环形叶栅试验件所需的进气角。

c. 为使环吹试验件的出口静压场与真实导向器相似，应在环吹试验件的出口段采用收缩外壁，如图 13－13 所示，这样可以产生接近于真实的径向压力梯度。

d. 栅后气流参数的测量通常在叶片尾缘后轴向距离为叶栅中径喉部宽度的两倍的平面内进行。由组合探针在移位机构的带动下沿栅距移动测量的距离为 1.5～2 个栅距，并可沿叶高进行全程测量。组合探针要以 1～3mm/s 的恒速沿栅距缓慢移动，以避免参数测量的滞后现象，巡检采集数据的频率大于 10Hz。试验时，将参数调到试验状态后要稳定 30s 再开始进行移动测量。

e. 对测量系统的要求

压力测量系统除了在试验前进行校准外，还要在试验过程中进行适时校准。温度测量系统应按有关规定进行定期校准。气流角度测量系统除了在试验前进行校准外，还要在试验过程中进行适时校准，以消除传感器的温度漂移。

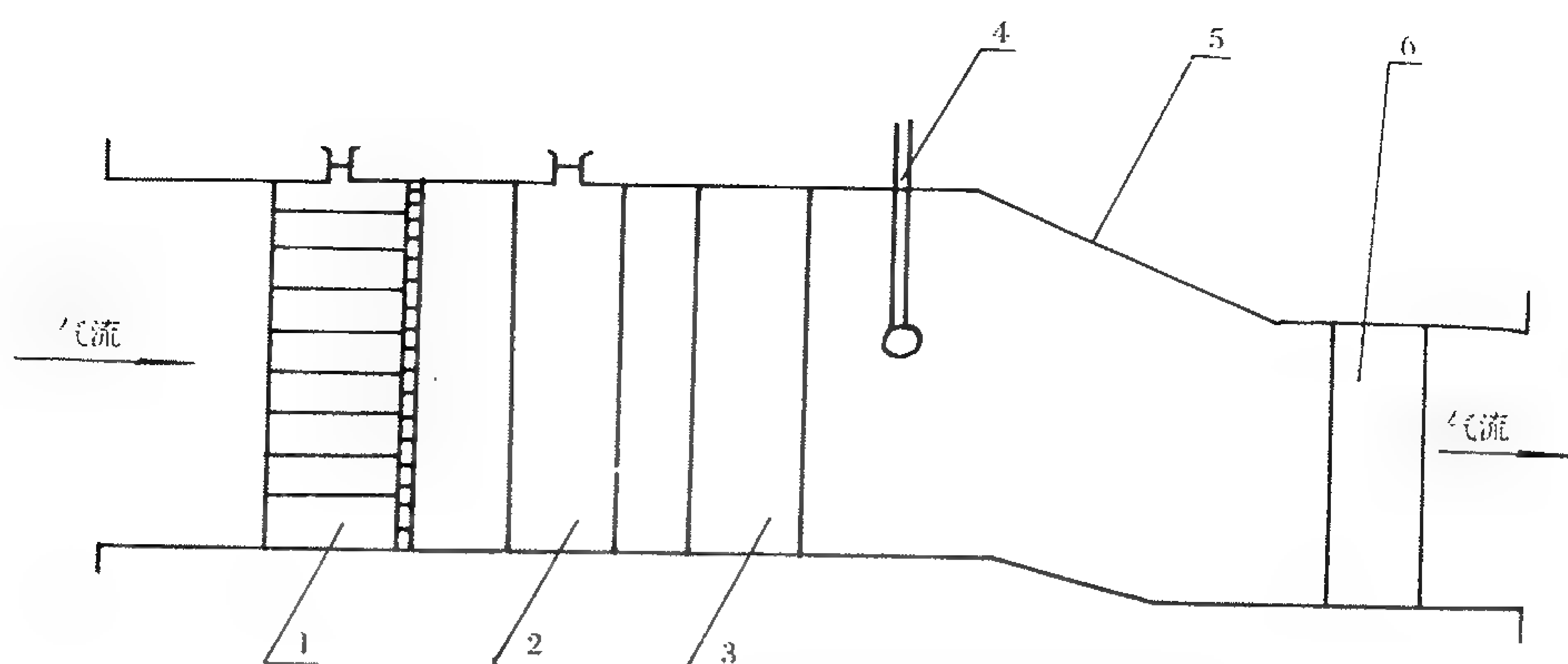


图 13－13 环形叶栅试验流道示意图

1—栅网；2—整流叶栅；3—环形叶栅；4—可沿叶高和栅距移动的探针；5—收缩外壁；6—支板

测量系统的允许误差，见表 13－2。

表 13－2 环形叶栅试验测量系统的允许误差

测量参数	测量系统或仪表	允许误差	备　　注
压　力	标准压力仪	±0.05%	用于压力测量系统校准
	压力测量系统	±0.3%	
大气压	无汞气压计	±0.05%	
压　差	压差测量系统	±0.3%	
流　量	节流式流量测量系统	±0.8%～±1.0%	
温　度	温度测量系统	±0.5℃	
角　度	角度测量系统	±0.5°	

13.3.3 试验件设计要点

a. 当环形叶栅试验件为缩型件时，试验件的流路必须严格遵循几何相似条件，即保证试验叶栅与原型叶栅几何相似，包括控制加工误差和表面粗糙度。

b. 在环形叶栅进、出口截面处，应根据参数测量要求，在试验件机匣上设有安装座和滑板，以便安装各种探针和位移机构。

c. 为了在环形叶栅中测量叶片表面的静压分布，可在沿叶高数个截面的叶型表面上开静压孔。要求叶型表面测压孔尽可能多，静压孔的孔径不大于 0.5mm，静压孔应垂直于叶型表面，孔边应保持锐边，但不应有毛刺。

d. 试验件设计时应考虑流道接触面的密封要求，试验件装配时在这些接触面上要涂上密封胶，防止试验时气体泄漏。

13.4 涡轮性能试验

航空燃气涡轮是在高温高压高转速下运行的，其工作条件十分恶劣，它承受很大的气动力、热应力、惯性力和振动力。燃气在涡轮中的流动为复杂的非定常、有粘、三维流动，即其流

动存在明显的非定常效应、粘性效应和三维效应。根据理论计算和设计经验所设计的涡轮，通常都必须在涡轮试验器上进行涡轮的气动性能试验。试验涡轮可以是单级涡轮，也可以是多级涡轮（但目前国内的涡轮试验设备只能进行单、双级涡轮试验）。对于尺寸不大的涡轮，可以进行全尺寸涡轮试验；而对于尺寸太大的涡轮，则只能进行缩型试验即模型涡轮试验。但不论哪种涡轮试验，由于气源条件和水力测功器吸收功率的限制，都不能进行全温全压试验，而只能进行气动模拟试验。气动模拟试验的理论基础为相似原理。典型的涡轮气动性能试验设备的原理图，见图 13－14

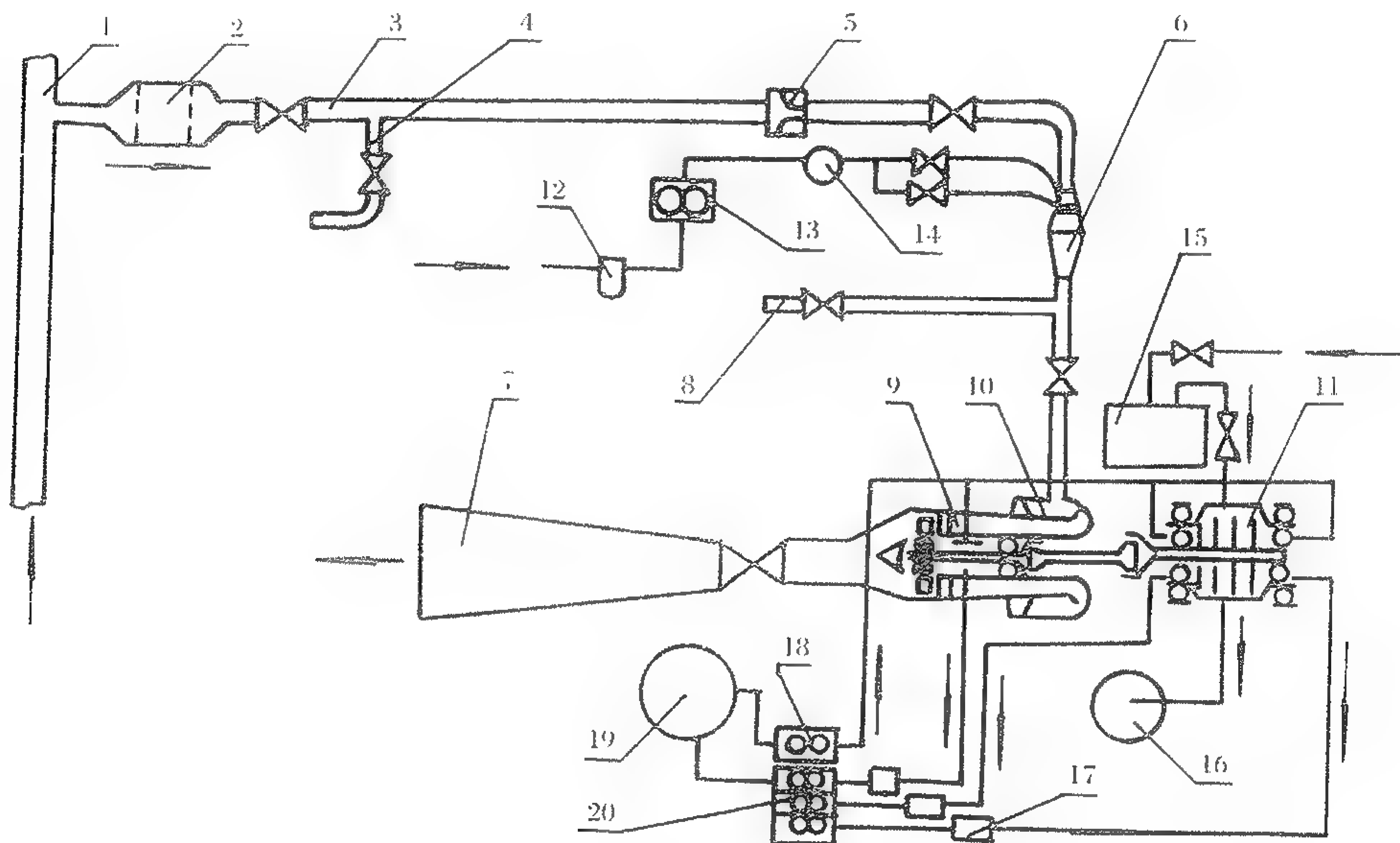


图 13－14 典型涡轮性能试验原理图

1－进气总管；2－进气滤；3－进气管；4－流量调节管；5－流量喷嘴；6－加热器；7－排气管；8－排气支管；9－试验涡轮；10－均压罐；11－水力测功器；12－低压油滤；13－燃油泵；14－高压油滤；15－水箱；16－排水井；17－滑油滤；18－滑油泵；19－滑油箱；20－回油泵

航空燃气涡轮是将高温高压的燃气的能量转变为由涡轮轴输出机械功的叶轮机械。这种能量转换过程不可避免地存在各种流动损失，损失越低，涡轮效率越高。涡轮级中的流动损失主要包括叶型损失、二次流损失、动叶叶尖漏气损失以及涡轮流程通道各种封严间隙的漏气损失。

a．叶型损失

包括叶型表面附面层的摩擦和分离损失以及尾迹损失。前者取决于叶型表面的速度（或压力）分布，后者取决于叶型尾缘相对厚度（尾缘厚度与叶栅喉部宽度之比）。

如果是跨声速涡轮，即叶栅出口马赫数大于 1.0 的叶栅，则其叶型损失还包括波阻损失。波阻损失的大小主要取决于尾缘激波强度和激波与叶背附面层相互干扰损失，尤其是后者。

如果是气冷涡轮，则其叶型损失还包括冷却空气与主流的掺混损失。这种掺混损失主要取决于冷却空气排入的部位、冷气流量、冷气排入速度以及冷气排入的方向。

b．二次流损失：

二次流主要包括前缘马蹄涡、通道涡、角涡（导叶中为对涡或称角隅涡）、动叶叶尖区的潜流旋涡以及刮削涡等。二次流损失主要取决于叶片的展弦比、叶型弯折角、叶栅收敛度和收敛

梯度以及叶片来流附面层的厚度等。

c. 动叶叶尖漏气损失

主要取决于工作状态下动叶相对叶尖间隙（即叶尖径向间隙与动叶叶高之比）的大小、动叶叶尖处进、出口的气流静压差、动叶是否带冠、叶冠是否有封严齿、涡轮外环是否有易磨涂层、是否采用主动间隙控制以及涡轮机匣的不圆度等。

d. 涡轮流程通道各种封严间隙的漏气损失

主要包括导叶与动叶之间的封严漏气、叶片缘板之间的间隙漏气和级间封严漏气等。这些泄漏的空气混入主流道时会产生附加掺混损失。

13.4.1　试验目的

a. 在设计状态下，测量涡轮的流通能力、作功能力、效率以及涡轮出口的马赫数和绝对气流角，考察其设计状态气动性能是否达到设计要求。

b. 录取涡轮的试验特性，即获得涡轮的流量特性、功量特性和效率特性。涡轮特性是表征涡轮气动性能的主要参数与状态参数之间的关系，因此涡轮特性可供发动机总体进行高度速度特性计算之用，还可供分析该涡轮非设计状态的性能及其变化特点。典型的涡轮特性线如图 13－15～13－17 所示，图中 η_{T_t}为涡轮滞止效率，$\overline{W}$ 为涡轮换算流量，$\overline{L}_T$ 为涡轮换算有效功，π_T为涡轮总压膨胀比，$\overline{n}$ 为涡轮换算转速

c. 在设计状态下，测量涡轮基元级的性能参数和气流参数，诸如作功量、效率、反力度、导叶和动叶进、出口的气流角、马赫数、总温、总压和静压等参数沿叶高的变化。

d. 测量给定状态下导叶表面的马赫数分布（或静压分布）。

e. 研究改变叶片数对涡轮性能的影响。

f. 研究改变动叶叶尖间隙对涡轮性能的影响。图 13－18～13－20 为某单级跨声速涡轮的试验结果，图中的参变量 $\overline{\delta}$(%)为动叶相对叶尖间隙。

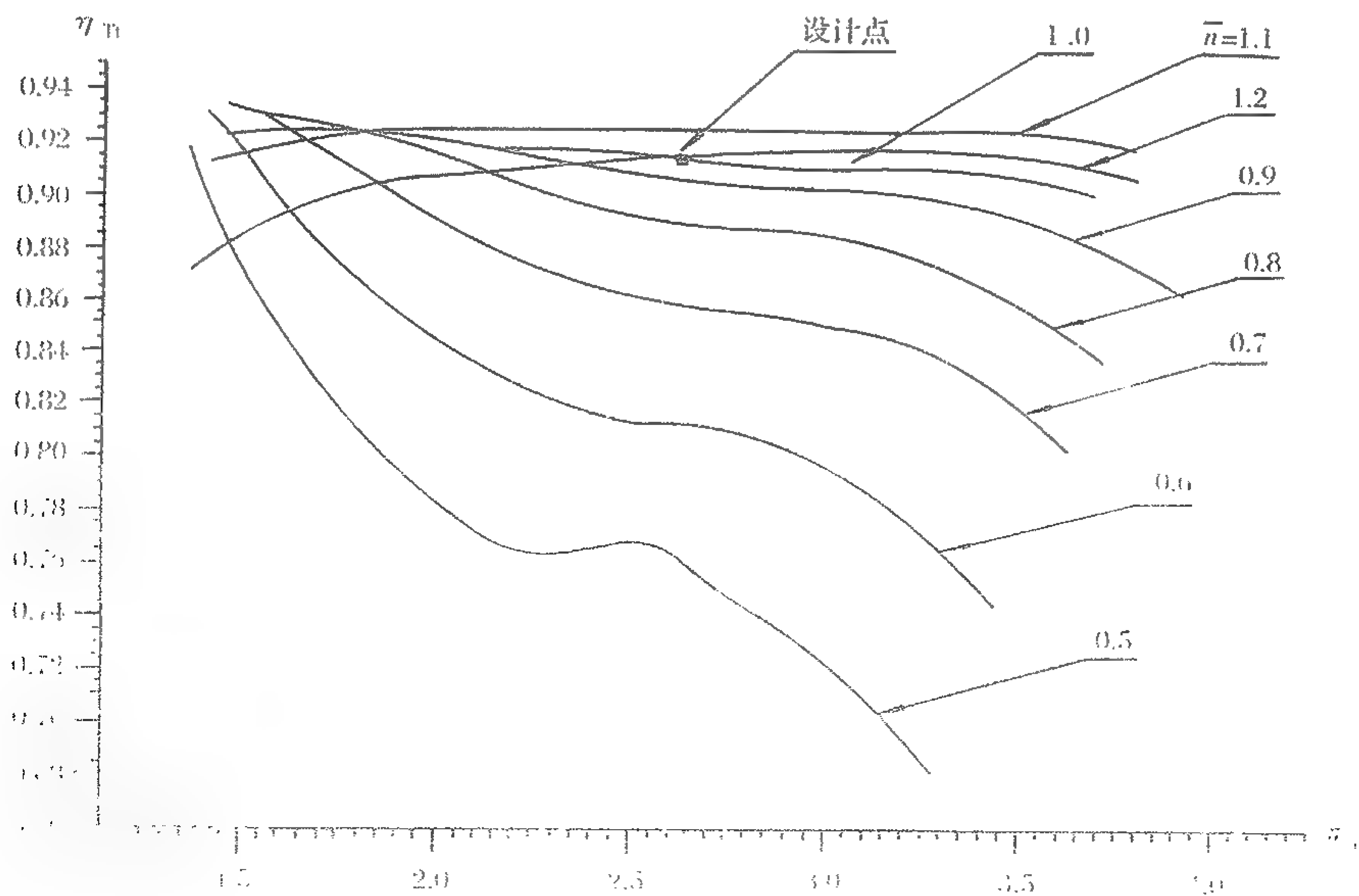


图 13－15　$\eta_{T_t}=f(\pi_T,\overline{n})$曲线

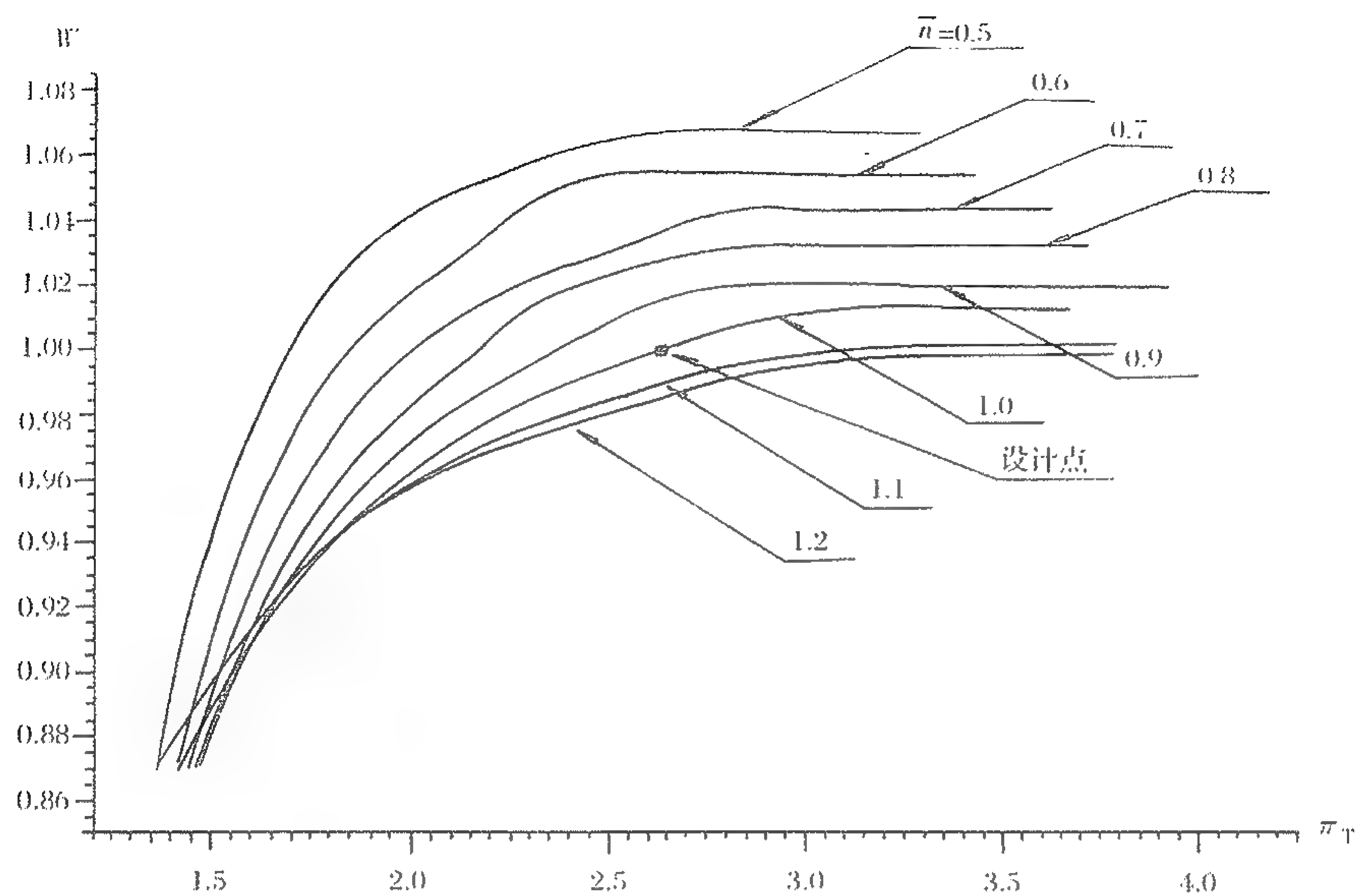


图 13-16　$\overline{W}=f(\pi_T,\overline{n})$曲线

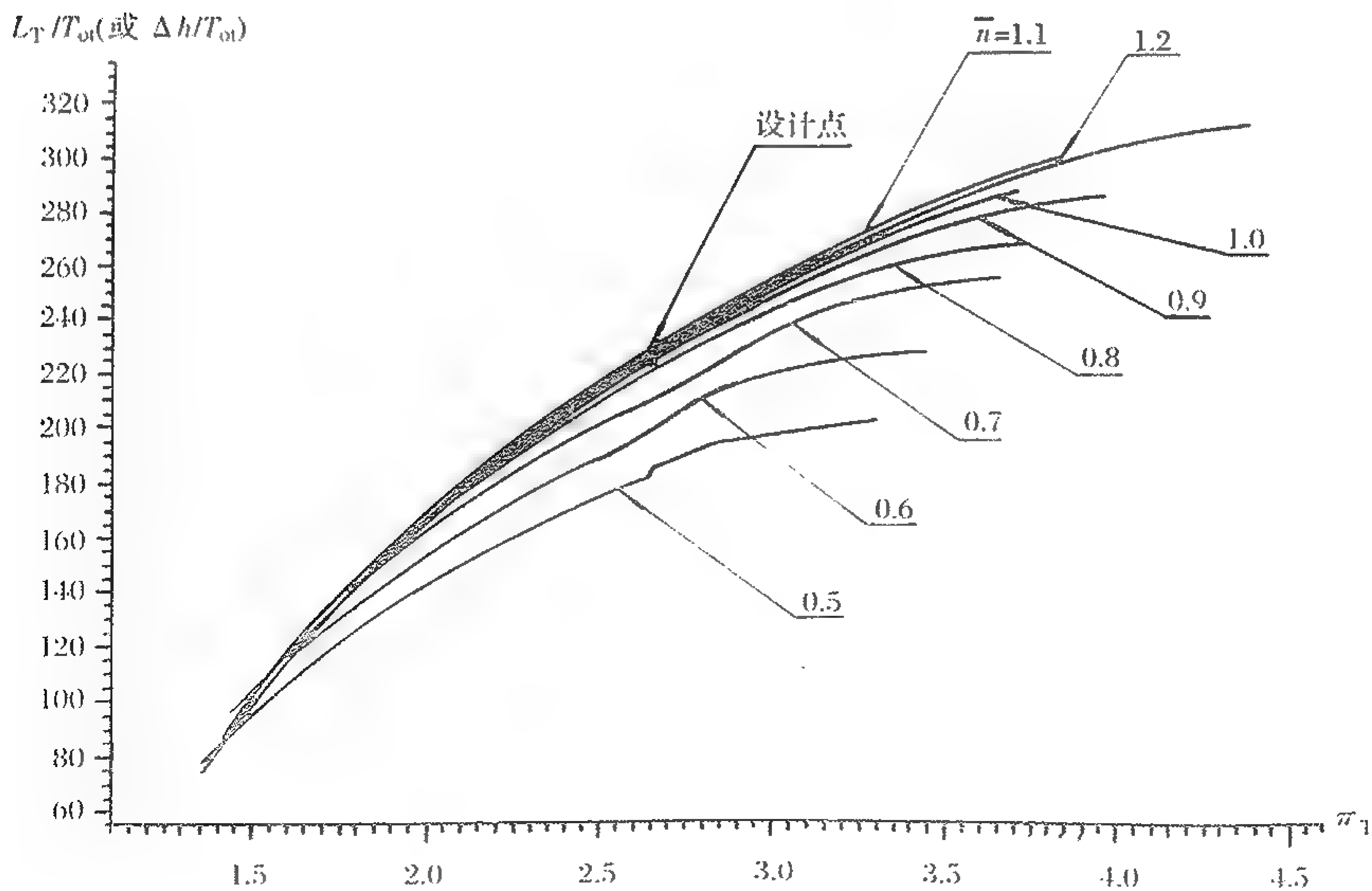


图 13-17　$\overline{L}_T=f(\pi_T,\overline{n})$曲线

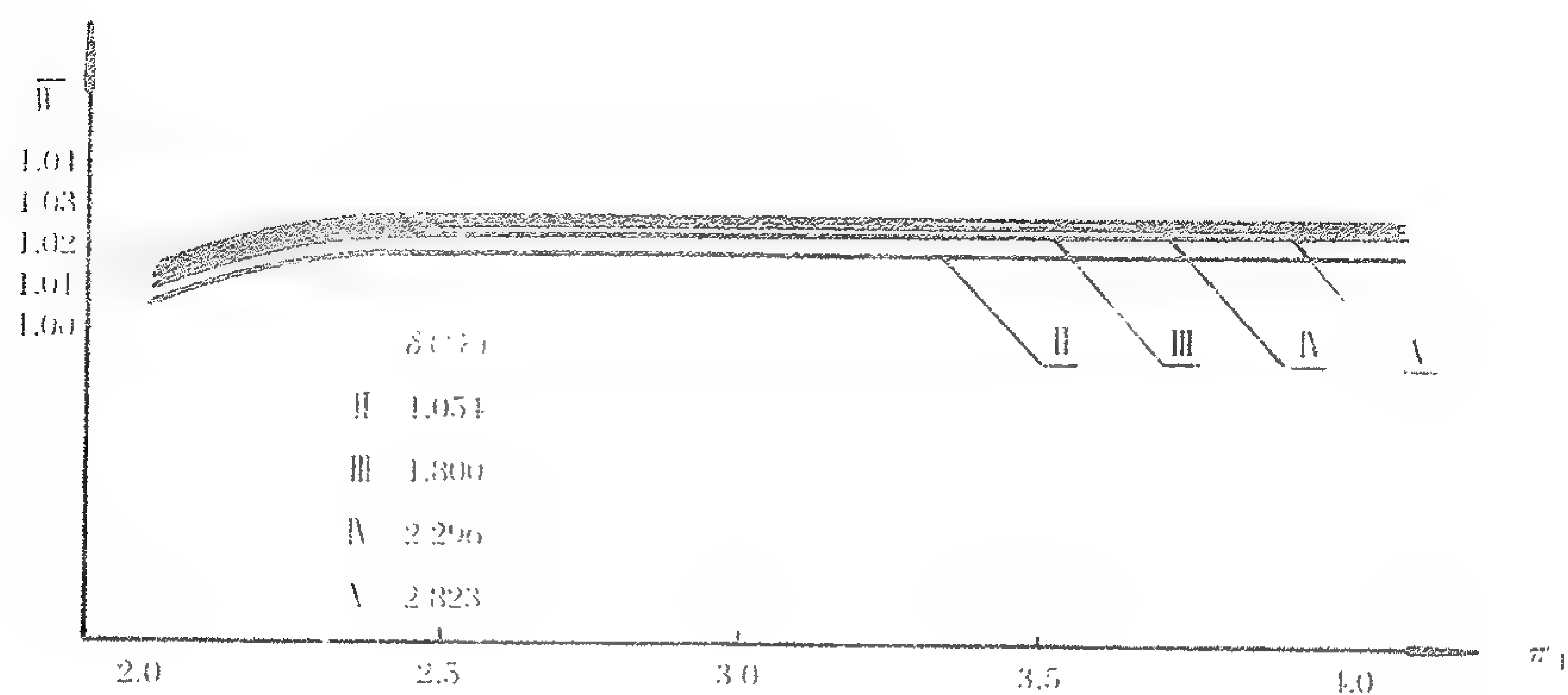


图13-18　流量随δ的变化曲线

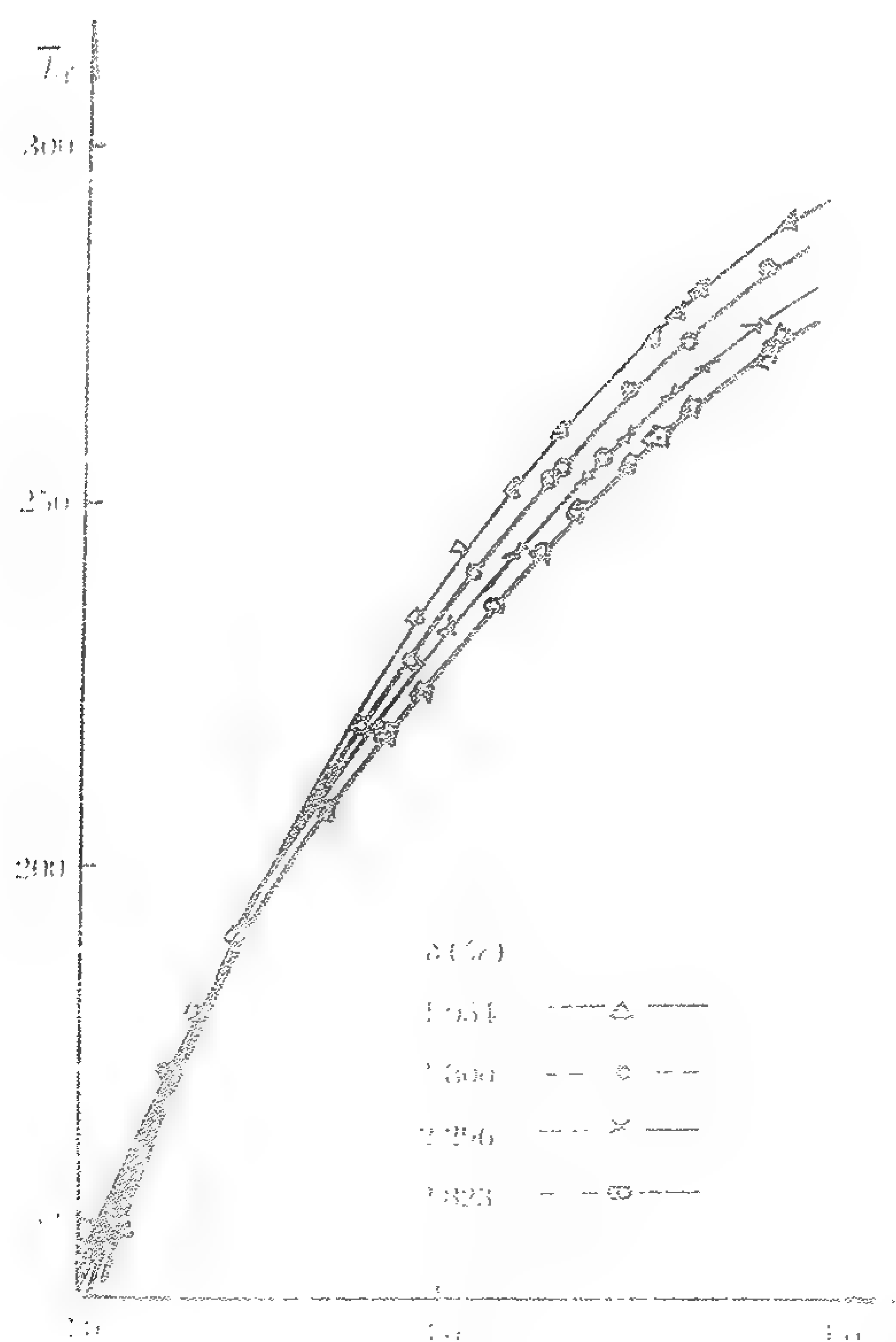


图13-19

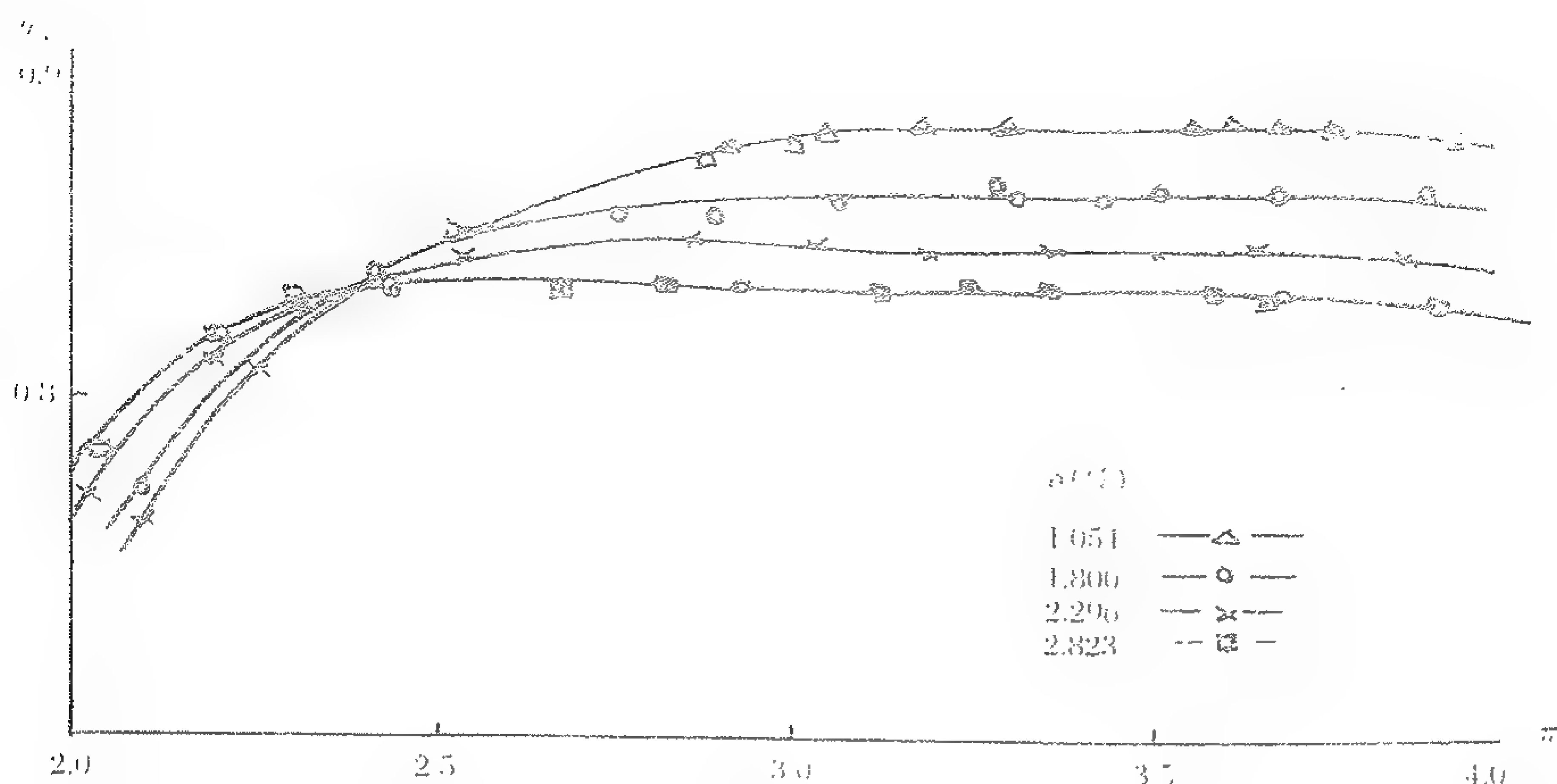


图13-20　效率随$\bar{\pi}$的变化曲线

g. 研究变轴向间隙对涡轮性能的影响

h. 变几何涡轮性能研究，即研究导叶可调对涡轮性能的影响。变几何涡轮是变循环发动机必不可少的部件之一。变循环发动机由于能在宽广的空域中，具有比常规发动机好得多的高度速度特性，使它在未来的军用民用航空发动机中具有非常好的发展和应用前景。典型的变几何涡轮的性能和特性，如图13-21～13-23所示。

i. 弯扭叶片(又称复合倾斜叶片或弓型叶片)及其端壁形状对涡轮性能的综合影响研究。弯扭叶片是叶轮机的一代新型叶片，由于它能有效地减少二次流损失从而显著提高涡轮效率，已广泛被应用于燃气涡轮和蒸汽涡轮中。弯扭叶片以其侧型面的形状特征来分已有多种型式，如正弯、反弯、腰鼓形、S型、J型和缩腰型等等。弯扭叶片的应用应与其端壁型面一起进行综合成型优化研究，同时还要注意与其后的动叶相互匹配，方能获得良好效果。

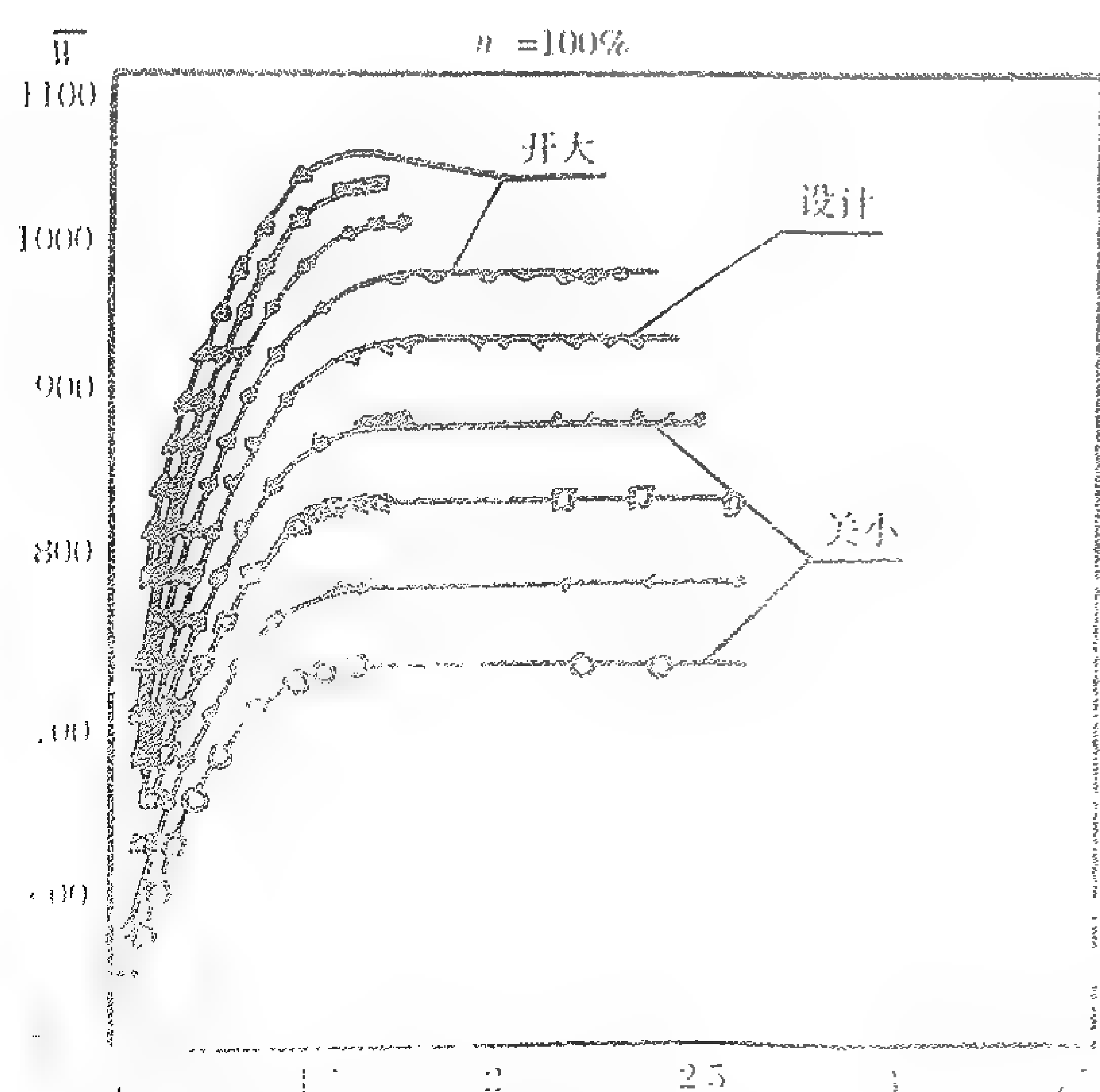


图13-21　变几何涡轮流量特性

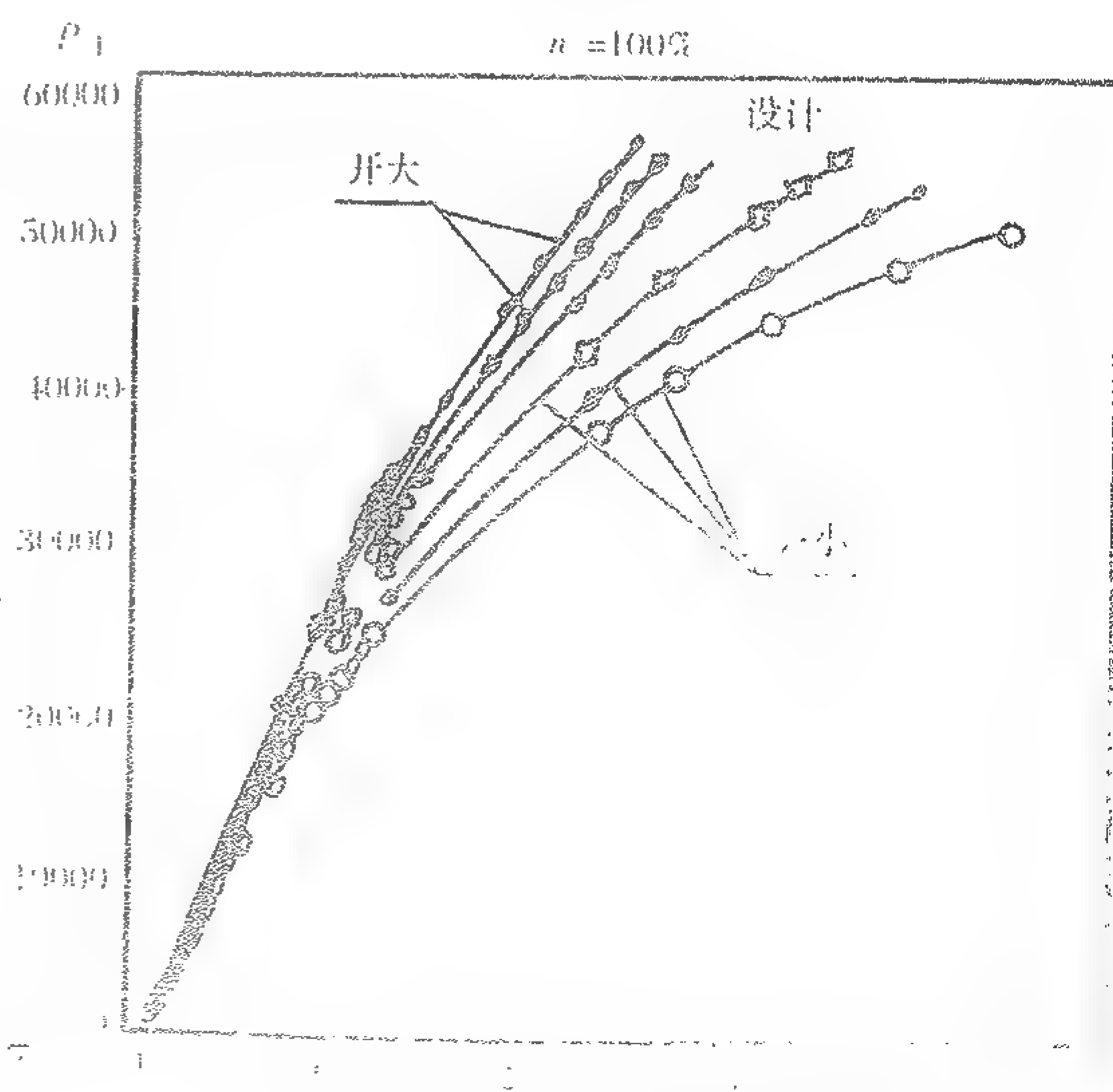


图13-22　变几何涡轮功率特性

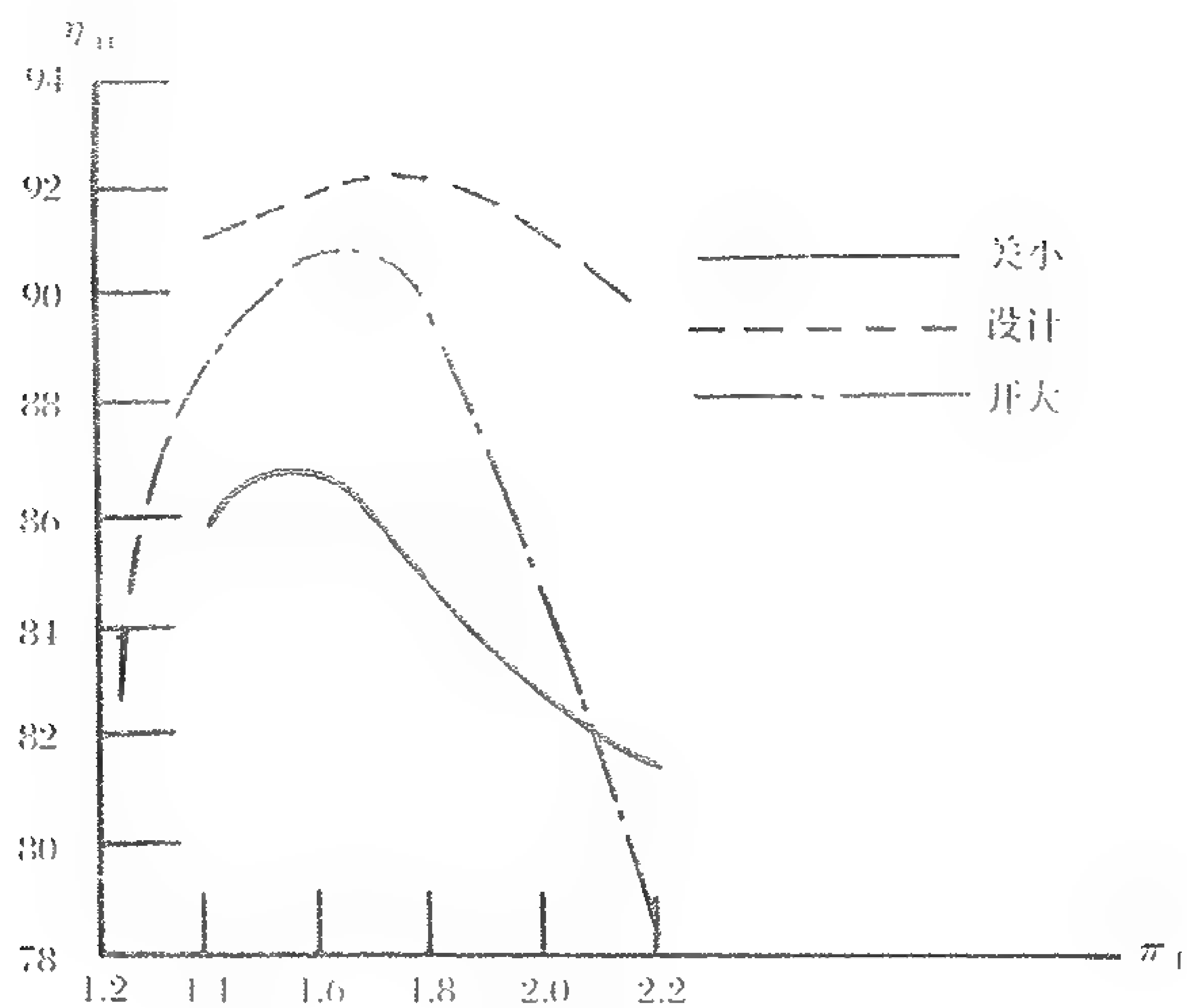


图 13-23 变几何涡轮效率特性

j. 尾迹管理技术的研究。所谓尾迹管理是指控制前一排导叶的尾迹落在后一排导叶的前缘上，动叶也是如此。试验结果表明，此时涡轮的效率最高。尾迹的周向位置对涡轮效率的影响基本上为正弦关系，如图 13-24 所示。为实现尾迹管理，必须做到：

(a) 前后两排导叶的叶片数相同；

(b) 前后两排动叶的叶片数相同；

(c) 动叶与导叶的叶片数不相同；

(d) 至少为两级涡轮；

(e) 后一排导叶相对于前一排导叶的周向位置存在一定的角差；

(f) 后一排动叶相对于前一排动叶的周向位置也存在一定的角差。

尾迹管理是叶轮机的一项新技术，其理论计算分析必须应用非定常 3D N-S 解；

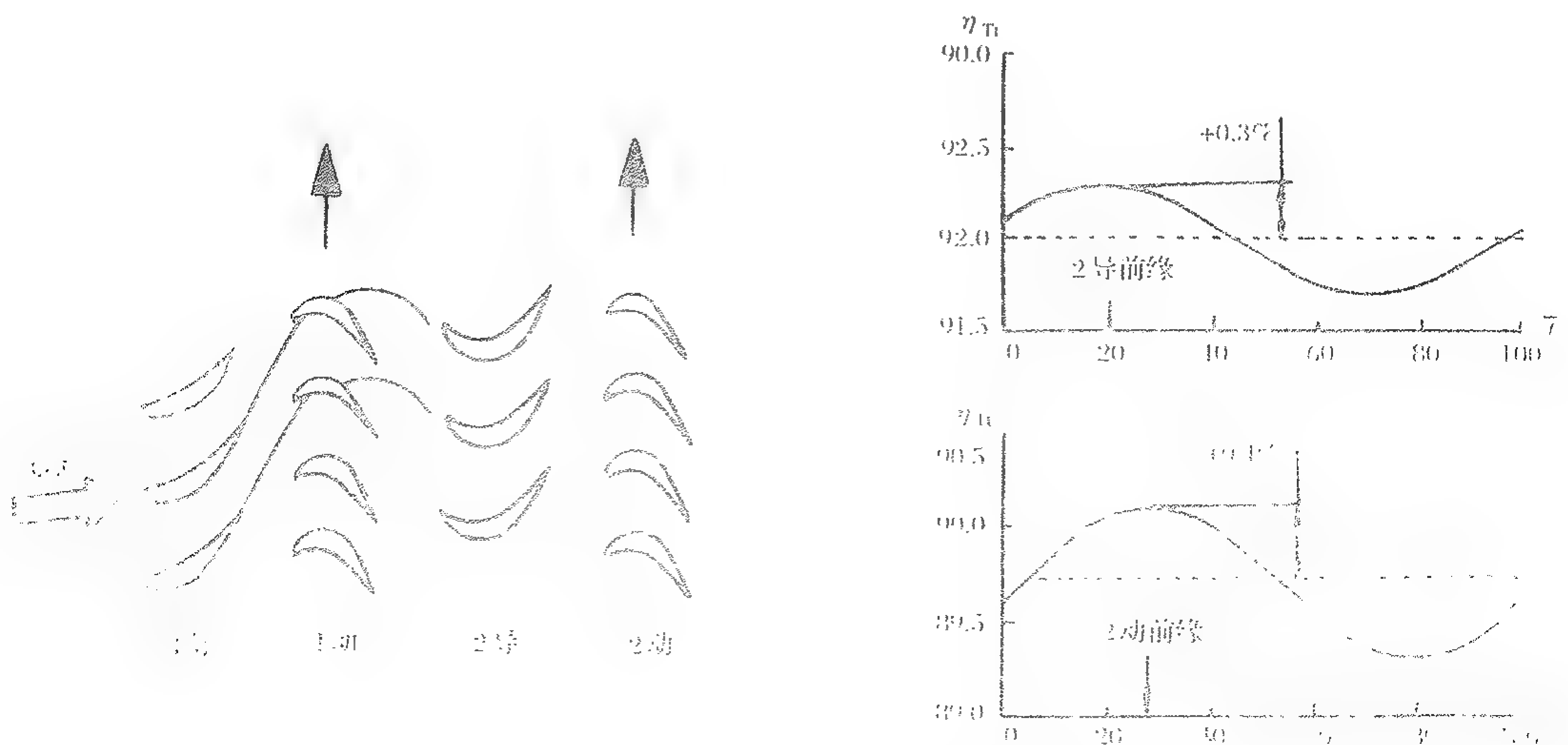


图 13-24 尾迹的周向位置对涡轮效率的影响

k. 对转涡轮的性能与特性的试验研究。这里说的对转涡轮是指动叶之间无导叶且旋转方向相反的双转子涡轮。图 13－25 所示为驱动无涵道风扇用的多级对转涡轮的示意图。这种涡轮的做功能力比叶片排数相同的常规涡轮大；做功能力与常规涡轮相同时，其叶片排数较少，质量较轻，且效率较高。但由于它少了中间导叶，即少了一个设计自由变量，其单排动叶的做功能力比常规涡轮级小。对转涡轮的另一个优点，是由于两个转子旋转方向相反，因此当飞机作机动飞行时，可使两个转子上的陀螺力矩大部分抵销，因而可减小发动机传至飞机上的力矩。对转涡轮应重点研究单排动叶的最佳负荷和极限负荷，动叶与动叶之间的匹配和相互干扰以及对转涡轮的特性。应强调的是这种涡轮的试验必须在双转子涡轮试验器上进行。

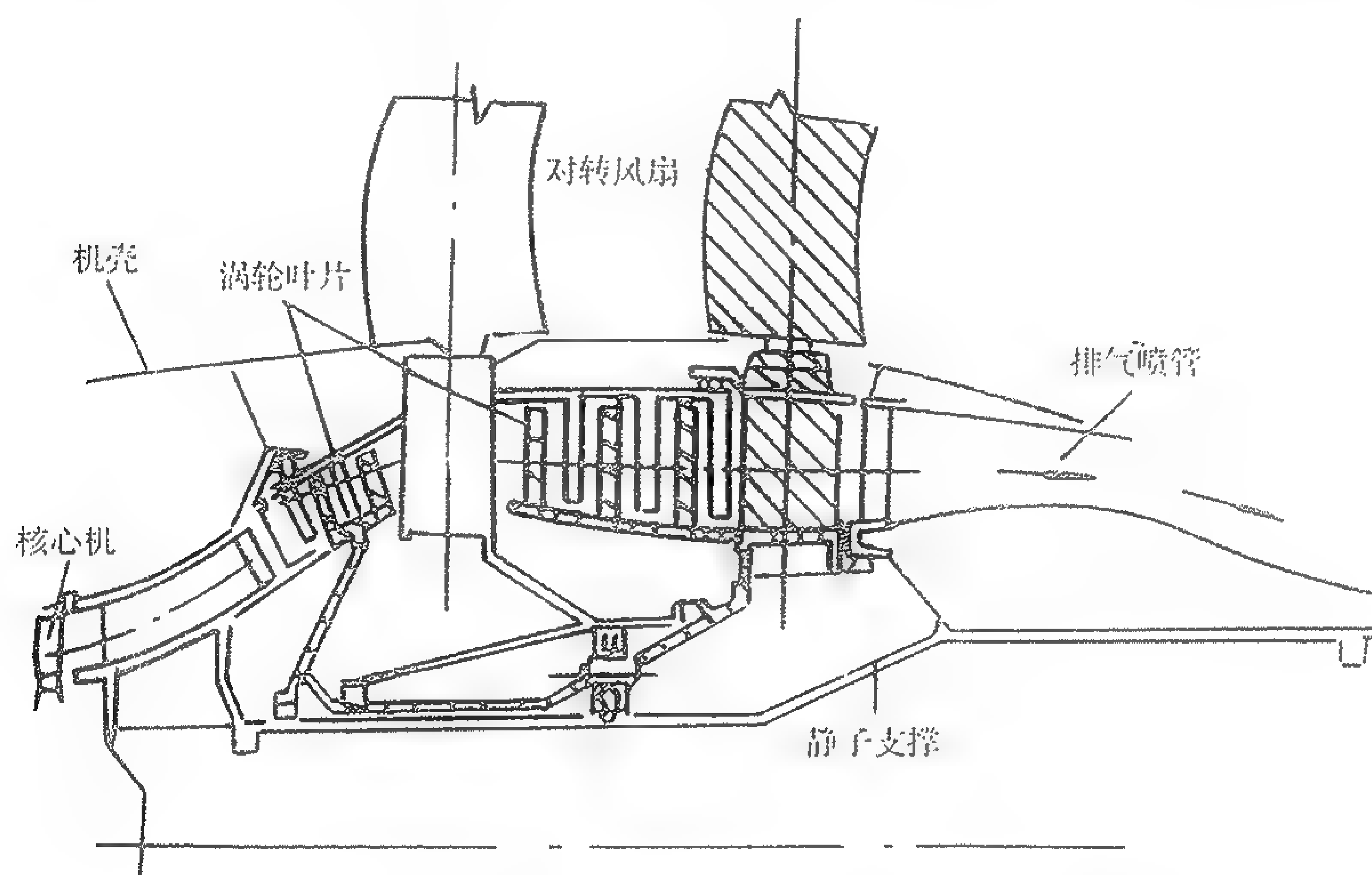


图 13－25　驱动无涵道风扇用的多级对转涡轮示意图

l. 冷却空气掺混对涡轮性能影响的试验研究。为了追求航空发动机的热效率和提高推重比，发动机的总压比越来越高，涡轮进口的总温 T_{t4} 也越来越高。目前已服役的发动机的 T_{t4} 已达 1800K 左右，正在研制的已超过 2000K。由于高温材料的限制，不得不采用冷却空气对涡轮叶片、机匣和轮盘等构件进行冷却。目前单级高温涡轮的相对冷气量已达 15％左右，这么大的冷气量从被冷却构件排入主燃气流必然会造成不小的掺混损失，使涡轮效率降低。冷却空气与主燃气的掺混遵循质量守恒、能量守恒和动量守恒三大定律。其掺混损失的大小取决于冷气排入的部位、冷气流量、冷气排入的速度与方向。冷却空气掺混对涡轮性能影响的试验研究最终目的就是如何减少这些掺混损失。

m. 高负荷跨声速涡轮的试验研究。为了提高发动机的推重比，就必须增大涡轮的级负荷，减少涡轮的级数。大折转角跨声速涡轮是实现这一目的的有效途径。目前单级涡轮最高总压膨胀比已达 4.0 左右，对应的导叶出口和动叶出口的马赫数为 1.2 左右，动叶的最大弯折角为 120°左右。未来推重比为 15～20 的发动机的总增压比约达 80 左右，其单级高压涡轮的总压膨胀比将达 5.0 以上。因此，研究折转角为 120°～130°，叶列出口马赫数达 1.3 左右的高负荷跨声速涡轮是很有意义的。

13.4.2　试验要求

(1) 遵循相似准则

前面已经提到，目前国内单、双级涡轮性能试验都是气动模拟试验。模拟试验的理论基础是相似原理。根据相似原理，试验涡轮与原型涡轮的流路的几何参数和气动参数必须满足以下三个相似条件：

a．几何相似；

b．运动相似；

c．动力相似。

以上相似条件可用试验涡轮与原型涡轮的下列无量纲参数来表示：

a．模型比 m 相等（m 定义为试验涡轮的尺寸与原型涡轮相应尺寸之比）。

b．导叶出口绝对马赫数相等（当工作轮为亚临界状态时）或动叶出口相对马赫数相等（当工作轮为超临状态时），亦即涡轮的总压膨胀比相等。

c．工作叶片的周向马赫数相等，即转速应满足如下关系：

$$n_{t}=\left[\frac{\left(\sqrt{\frac{2k}{k+1}R}\right)_{t}}{\left(\sqrt{\frac{2k}{k+1}R}\right)_{p}}\right]\frac{1}{m}\sqrt{T_{t4t}}\left(\frac{n_{p}}{\sqrt{T_{t4p}}}\right)$$

其中：T_{t4}——涡轮进口总温，K；

k——比热比；

R——气体常数，J/kg·k；

角标 t——试验涡轮；

角标 p——原型涡轮。

d．工质的比热比 k 和气体常数 R 相等（如果不等，试验结果应进行修正，参见 HB7081－94）。

e．雷诺数相等或在自模区内（如果试验雷诺数小于临界雷诺数，应对试验结果进行修正，参见 HB7081－94）。

f．进口流场相似

进口流场包括：速度场、总压场、总温场和进口端壁附面层状态。试验时很难做到进口流场相似。国内涡轮试验器均以均匀进口流场代替非均匀进口流场，因此试验结果会有些误差。

g．对于高温气冷涡轮，除了保证上述条件外，还要遵循下列两个条件：

(a)冷气流量与主燃气流流量之比相等；

(b)冷气温度与主燃气温度之比相等。

(2) 对试验设备的要求

a．[illegible]有[illegible]测量点均应在测功器正常工作范围内；

b．[illegible]流量测量的节流装置为角接取压、法兰取压的标准孔板和角接取压的标准喷嘴时，按[illegible]《[illegible]测量节流装置》进行设计和使用；

c．[illegible]涡轮进口前的气流加温，以保证涡轮出口气流的温度为常温以上，防止结[illegible]用加温范围较广的燃烧煤油的燃烧室

[illegible]的要求

[illegible]测量仪表的布置

[illegible]涡轮测量截面的布置，见图 13－26。

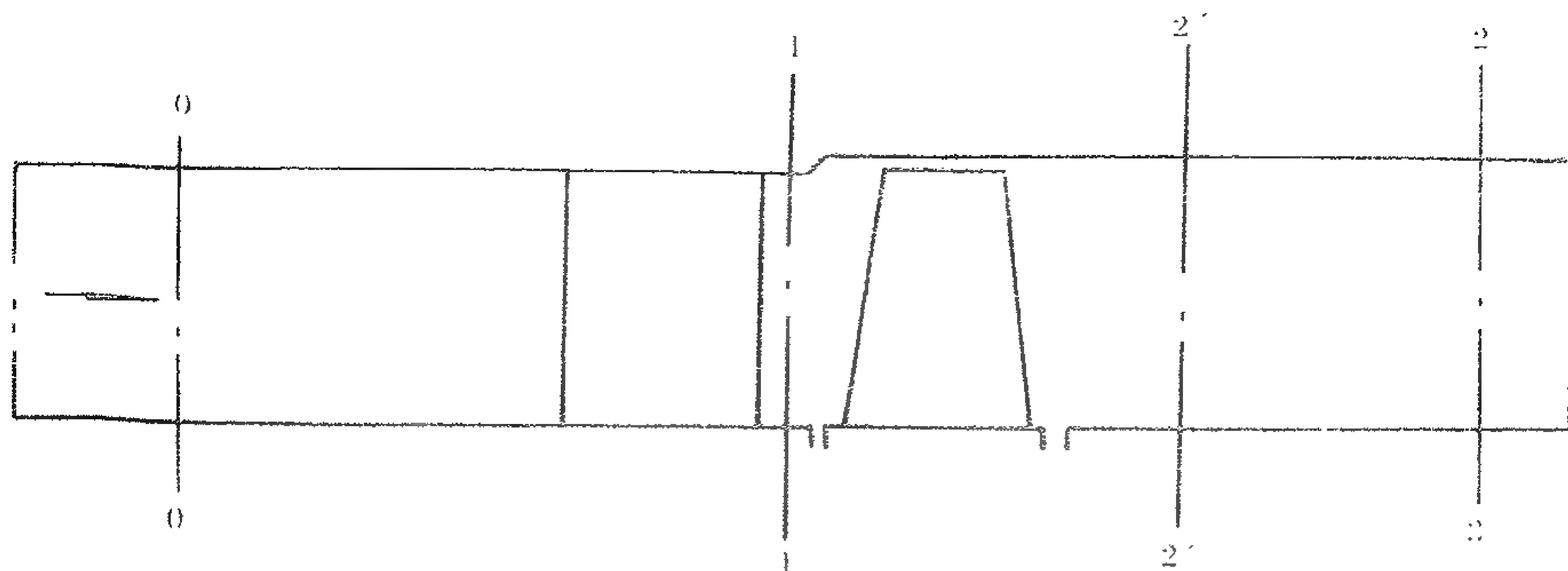


图 13－26　单级涡轮测量截面布置图

在涡轮进口处一般应设置一个平直段，推荐其长度不小于进口导叶中径弦长 b 或叶高的两倍，并取其数值大者。涡轮进口测量截面（0－0 截面）应位于进口平直段上。进口壁面静压与总压、总温探针的测量截面可在相同截面，也可在不同截面。壁面静压测量截面可位于导叶前缘上游 0.5～1.0b 处，总压和总温测量截面可位于导叶前缘上游约 1.5b 处。沿周向壁面静压测点应不少于 4 点（沿周向均布）。当需要测定进口场时，总温和总压探针均应不少于 6 支。总压和总温探针沿径向布置的点数为：当叶高为 20～30mm 时，不少于 3 点；当叶高为 30～50mm 时，应为 4～5 点；当叶高为 50～100mm 时，应为 5～7 点。径向测点的位置可按需要布置。

在级间测量截面（1－1 截面）布置壁面静压测量。壁面静压测点沿周向的布置应考虑静压周向分布与栅后尾迹和主流区分布这两个因素。静压测点数目可按需要确定。在 1－1 截面还可用小型复合探针在 1～2 个静叶叶栅栅距的通道扇形区内进行移动测量，以测得诸如气流总压、静压、总温和气流方向等参数在该扇形区的分布。

在涡轮出口处应设置一个平直段，涡轮出口测量截面（2－2 截面）应位于该平直段上。出口参数的测量位置可在相同截面，也可在不同截面。出口气流方向的测量可位于动叶排气边下游 0.5～1.0b 处（2′－2′截面），总压、总温探针和壁面静压可位于 2.0b 处（2－2 截面）。沿周向壁面静压测点应不少于 4 点，总压和总温探针的数量均不少于 6 支。总压和总温探针沿径向的测点数原则上与进口截面相同。

在多级涡轮的中间级出口截面上也可以布置壁面静压、总压、总温和气流方向的测量。必要时可用小型复合探针在 1～2 个该级导叶叶栅栅距的通道扇形区内进行移位测量，测得气流总压、总温、静压和方向等参数在该扇形区的分布。

b. 测量截面上特征位置的确定

在涡轮的进、出口截面和多级涡轮中间级的出口截面，可先进行流场测量（总压场、总温场、静压场和方向场等），以获得场的平均值与各位置测量值之间的关系，并从这些位置的测量值中找出最接近场平均值的位置（一个、两个或若干个），这些位置就称特征位置。在正式的涡轮性能和特性试验中，均以特征位置的测量值代替场平均值。必要时，可用场平均值对特征位置的测值进行修正。需要时，还可在更多的周向测量位置上，沿径向作内外壁附面层及主流区的多点密集测量，以确定测量截面更准确的场平均值，并以此场平均值对特征位置的测量值进行修正。

c. 测量系统的校准

在每次试验前，应对压力测量系统、扭矩测量进行校准。

温度和转速测量系统应按有关规定进行定期校准。

当标准孔板和标准喷嘴是按GB2624进行设计和使用时，流量测量系统可不作校准，其流量测量精度按GB2624给出的方法进行估算。流量测量系统中的压力和温度测量系统的校准按上述规定进行。

d. 测量系统的允许误差

测量系统的允许误差见表13－3所示。

表13－3 涡轮性能试验测量系统的允许误差

测量参数	测量系统或仪表	允许误差	备　　注
压　　力	标准压力仪	±0.05%	用于压力测量系统校准
	压力测量系统	±0.3%	
大气压力	无汞气压计	±0.05%	
压　　差	压差测量系统	±0.3%	
流　　量	节流式流量测量系统	±0.8%～±1.0%	
温　　度	温度测量系统	±1～2℃	
扭　　矩	扭矩校准力臂	±0.05%	
	校准砝码	±0.05%	
	扭矩测量系统	±0.4%	
转　　速	转速测量系统	±0.1%	

(4) 数据处理与误差分析

a. 截面参数平均值的计算方法

截面参数平均值可按算术平均值、环面积加权平均值及质量加权平均值3种方法计算。

算术平均值：

$$\overline{X} = \sum_{1}^{j} \frac{X_i}{j}$$

式中：$\overline{X}$——算术平均值；

X_i——测点的测量值；

j——总测点数。

环面积加权平均值：

$$\overline{X'} = \frac{\sum_{1}^{n}(X_i A_i)}{\sum_{1}^{n} A_i} = \frac{\sum_{1}^{n}[(R_i^2 - R_{i-1}^2)X_i]}{\sum_{1}^{n}(R_i^2 - R_{i-1}^2)}$$

式中：$\overline{X'}$——环面积加权平均值；

X_i——测点的测量值；

A_i——测点处的环面积值；

R_i——测点所在环面的外半径(外壁半径为 R_n);

R_{i-1}——测点所在环面积的内半径(内壁半径为 R_0)。

质量加权平均值:

$$\overline{X}'' = \frac{\sum_{1}^{n}\left[\frac{P_{ti}q(\lambda_i)(R_i^2 - R_{i-1}^2)X_i''}{\sqrt{T_{ti}}}\right]}{\sum_{1}^{n}\left[\frac{P_{ti}q(\lambda_i)(R_i^2 - R_{i-1}^2)}{\sqrt{T_{ti}}}\right]}$$

式中: $\overline{X}''$——质量加权平均值;

X_i''——测点的测量值;

P_{ti}——测点处的总压值;

T_{ti}——测点处的总温值;

$q(\lambda_i)$——测点处的气动函数。

b. 总特性试验的数据处理方法

(a)试验涡轮流量的计算方法

$$W_g = W_a + g_f$$

式中: W_a——试验涡轮的空气流量,kg/s;

g_f——试验涡轮的燃油流量,kg/s。

当采用标准孔板或标准喷嘴时,试验涡轮的空气流量按下式计算:

$$W_a = 4.472136 \times 10^4 \alpha\varepsilon A \sqrt{\frac{\Delta P P_1}{RT}}$$

式中: α——流量系数;

A——节流件管口面积,m^2;

ε——流束膨胀系数;

ΔP——节流件前后压降,MPa;

P_1——节流件前绝对压力,MPa;

T——节流件前绝对温度,K;

R——气体常数。

ε 的计算公式如下:

当采用角接取压标准孔板时,ε 按下式计算:

$$\varepsilon = 1 - (0.3707 + 0.3184\beta^4)\left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{k}}\right]^{0.935}$$

当采用法兰取压标准孔板时,ε 按下式计算

$$\varepsilon = 1 - \left(0.41 + 0.35\beta^4 \frac{\Delta P}{p_1}\right) \cdot \frac{1}{k}$$

当采用标准喷嘴时,ε 按下式计算

$$\varepsilon = \left\{\left(\frac{p_1}{\Delta P}\right)A\left(\frac{k}{k-1}\right)\left(1 - A^{\frac{k-1}{2}}\right)\left[\frac{(1-\beta^4)}{(1-\beta^4 A)}\right]\right\}^{\frac{1}{2}}$$

式中: $A = 1 - (\Delta P/P_1)^{\frac{2}{k}}$];

P_2——节流件后绝对压力,MPa;

β——节流件直径比。

(b)涡轮膨胀比的计算方法

$$\pi_{Tt} = (\frac{\overline{P}_{t0}}{\overline{P}_{t2}})_t = \pi_{Tp}$$

式中：$\overline{P}_{t0}$——试验涡轮进口总压平均值，MPa；

$\overline{P}_{t2}$——试验涡轮出口总压平均值，MPa。

$$\pi_{St} = (\frac{\overline{P}_{t0}}{\overline{P}_{s2}})_t = \pi_{Sp}$$

式中：$\overline{P}_{s2}$——试验涡轮出口静压平均值，MPa。

(c)测功器吸收功率的计算方法

$$P_D = 1.0472 \times 10^{-4} Tn$$

式中：P_D——测功器吸收的功率，kW；

T——扭矩，N·m；

n——转速，r/min。

(d)试验涡轮有效功的计算

$$L_{Tt} = (\frac{P_D}{W\eta_m})_t$$

式中：L_{Tt}——试验涡轮有效功，kJ/kg；

η_m——机械效率(可按实测值；当无实测值时，可选取 0.985～0.995)。

(c) 原型涡轮有效功的计算方法

$$L_{Tp} = L_{Tt}\left[\frac{(\frac{k}{k-1}RT_{to})_P}{(\frac{k}{k-1}R\overline{T}_{to})_T}\right]$$

式中：L_{Tp}——原型涡轮有效功，kJ/kg；

T_{top}——原型涡轮进口总温，K；

$\overline{T}_{tot}$——试验涡轮进口总温平均值，K。

$$\overline{L}_{Tp} = \frac{L_{Tp}}{T_{top}} = \overline{L}_{Tt}\left[\frac{(\frac{k}{k-1}R)_P}{(\frac{k}{k-1}R)_t}\right]$$

式中：$\overline{L}_{Tp}$——原型涡轮换算有效功，kJ/kg；

$\overline{L}_{Tt}$——试验涡轮换算有效功，kJ/kg。

(f) 涡轮等熵膨胀功的计算方法

试验涡轮按总、静压比计算的等熵膨胀功：

$$L_{sTt} = \left[\frac{Rk}{k-1}T_{to}(1 - \frac{1}{\pi_s^{\frac{k-1}{k}}})\right]_t$$

原型涡轮按总、静压比计算的等熵膨胀功：

$$L_{sTp} = \left[\frac{Rk}{k-1}T_{to}(1 - \frac{1}{\pi_s^{\frac{k-1}{k}}})\right]_p$$

试验涡轮按总压比计算的等熵膨胀功：

$$L_{Tadt}=\left[\frac{Rk}{k-1}\overline{T}_{to}\left(1-\frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}}\right)\right]_t$$

原型涡轮按总压比计算的等熵膨胀功：

$$L_{Tadp}=\left[\frac{Rk}{k-1}T_{to}\left(1-\frac{1}{\pi_T^{\frac{k-1}{k}}}\right)\right]_p$$

式中：π_S——涡轮总静压膨胀比；

π_T——涡轮总压膨胀比。

(g)换算转速的计算方法

$$\overline{n}_t=\frac{n_t}{\sqrt{T_{tot}}}=\frac{\delta_k\overline{n}_p}{m}$$

$$\overline{n}_p=\frac{n_p}{\sqrt{T_{top}}}=m\frac{\overline{n}_t}{\delta_k}$$

$$\delta_k=\frac{\left(\sqrt{\frac{2k}{k+1}R}\right)_t}{\left(\sqrt{\frac{2k}{k+1}R}\right)_p}$$

式中：$\overline{n}$——涡轮换算转速。

(h)换算流量的计算方法

$$\overline{W}_{gt}=\left(\frac{W_g\sqrt{T_{to}}}{P_{to}}\right)_t=\delta_k' m^2\overline{W}_{gp}$$

$$\overline{W}_{gp}=\left(\frac{W_g\sqrt{T_{to}}}{P_{to}}\right)_p=\frac{1}{\delta_k'\cdot m^2}\overline{W}_{gt}$$

$$\delta_k'=\frac{\left[\sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}\right]_t}{\left[\sqrt{\frac{k}{R}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}\right]_p}$$

式中：$\overline{W}_g$——涡轮换算流量。

(i)涡轮滞止效率的计算方法

$$\eta_{Tt}=\frac{L_{Tt}}{L_{Tadt}}=\left(\frac{P_D}{W_g\eta_m L_{Tadt}}\right)_t$$

$$\eta_{Tp}=\frac{L_{Tp}}{L_{Tadp}}$$

式中：η_{Tt}——涡轮滞止效率。

(j)雷诺数的计算方法

$$R_{et}=\left(\frac{W_g\overline{b}}{\overline{A}\,\overline{\mu}}\right)_t$$

式中：$\overline{b}$——各级涡轮中径动叶弦长平均值，m；

$\overline{A}$——涡轮进、出口通道面积的平均值，m^2；

$\overline{\mu}$——涡轮进、出口平均动力粘度。

c. 基元性能试验的数据处理方法详见 HB7081－94《轴流涡轮气动性能试验》之附录 C，这里不重复；

d. 总特性试验参数测量的误差分析的计算方法详见 HB7081－94《轴流涡轮气动性能试验》之附录 B，这里不重复。按照这种方法计算的试验参数的允许误差如表 13－4 所示。

表 13－4 经计算的试验参数的允许误差

参数名称	参数符号	允许误差
功　率	P_D	±0.5%～±1.0%
换算转速	$\overline{n}_c$	±0.5%
换算流量	$\overline{W}_{gt}$	±0.9%～±1.2%
滞止效率	η_{Tu}	±0.9%～±1.5%

（5）试验过程中的一些要求

调节有关设备，使试验状态参数达到预定值，其偏差应保持在下列范围内：

a. 涡轮进口总压与预定值的偏差不大于 ±0.5%；

b. 涡轮进口总温与预定值的偏差不大于 ±0.5℃；

c. 涡轮转速与预定值的偏差不大于 1%。

试验状态达到预定值后，应使该状态稳定运行的时间不少于 1min，以使温度、压力等参数在测试系统中达到平衡。

如果遇有下列情况，应考虑重做试验：

a. 压力传感器在试验前、后和试验过程中应重复校准，如果传感器在重复校准中误差超过系统允许误差限值的 15%，应考虑重做试验。

b. 任何传感器、仪器仪表或测量系统所采集的数据有明显错误时，这些数据应予以剔除。当被剔除的同截面数据达到同类数据的 20% 以上时，则应重做试验。

c. 若出现试验结果不一致，两次试验间 η_{Tu} 或 W_{gt} 试验曲线间的差异大于 ±1%，则试验数据的一部分或全部应作废，重新进行试验。

d. 在一条总特性试验曲线上，其有效的试验点不应少于 5～10 点，被剔除的试验点不应超过该曲线总试验点的 30%（查明原因者除外），否则应重做试验。试验点在试验曲线上的分布应大致均匀，在设计点附近应有较多的试验点。

13.4.3 试验件设计要求

a. 首先要进行模拟计算，即根据试验器的能力（进口总温、总压、功率、转速、流量和进、出口的安装尺寸能够达到的数值范围），确定试验涡轮的模拟比，再根据模拟比的大小来设计试验涡轮。试验件设计时，要严格保证试验涡轮与原型涡轮之间流程流路的所有尺寸为几何相[illegible]，各[illegible]寸成比例，而且由于加工有误差，因此严格讲，还应保持相对工艺[illegible]表面粗糙度相同。为此，缩型涡轮加工的工艺误差应按缩型比的大小予以相应缩[illegible]

[illegible]参数测量的准确性，在进行试验件设计时，必须在其[illegible]进口导叶中径弦长的两倍或[illegible]

的两倍。试验涡轮进口的测量截面应设置在该平直段内。出口平直段的长度一般不小于出口动叶中径弦长的两倍或叶高的两倍。

c. 在涡轮进口和出口以及导叶与动叶之间的测量截面处，应根据参数测量要求，在试验件的机匣上设有足够多的安装座和滑板，以便安装各种测量受感部和位移机构。

d. 为了测量导叶表面的静压分布，可在导叶沿叶高数个截面的叶型表面上打静压孔。要求沿叶型叶盆和叶背的静压孔尽可能多些，为此，可在一个叶片上测量叶背表面的静压，而在其相邻的另一个叶片上测量叶盆表面的静压。静压测孔的孔径不大于0.5mm，静压孔应垂直于叶型表面，孔边应保持锐缘，但不应有毛刺。

e. 在试验件设计时，必须保证流道件接触面的密封，防止气体泄漏。为此，除了要选择可靠的密封件并确保加工质量外，在试验件装配时，各接触面上还要涂上密封胶。

13.5　导向器流量函数试验

13.5.1　试验目的

a. 为发动机的性能调试和涡轮工作点的调整提供试验数据

涡轮导向器的功能除了能使燃气流进行膨胀加速并使气流折转到动叶进口所需气流方向外，还能控制发动机的流量，调节涡轮与压气机的共同工作点，从而改变发动机的性能。所以只要发动机的工作状态和涡轮导向器的喉部面积确定后，流过该导向器的燃气流量就是个确定值，而代表涡轮导向器流通能力的流量函数 $\overline{W}_g$ 也是个确定值

$$\overline{W}_g = \frac{W_g\sqrt{T_{t0}}}{P_{t0}}$$

式中：W_g——燃气的质量流量，kg/s；

T_{t0}——导向器进口的总温，K；

P_{t0}——导向器进口的总压，MPa。

发动机在不同的工作状态下工作时，涡轮导向器就有不同的流量函数值与其相对应。因此可以根据相似原理，在专用的流量函数试验器上通过试验的方法，预先测得该导向器的流量函数 $\overline{W}_{gt}$ 与其工作状态参数（如膨胀比）之间的变化关系，这就为发动机的性能调试和涡轮工作点的调整提供了试验依据。

b. 由于流量函数试验器的参数测量精度很高，因此它不仅可用于涡轮导向器环形吹风试验，更适合于批生产涡轮导向器排气面积与流量的合格性检验。

13.5.2　试验要求

a. 进行导向器流量函数试验的试验件通常用原型导向器，但由于气源条件的限制，只能进行气动模拟试验，因此试验时必须遵循相似准则，在状态相似下进行。

b. 试验件进口流场的均匀度应满足下列要求：

(a) 总压不均匀度 $\Delta P_t \leqslant \pm 0.1\%$；

(b) 静压不均匀度 $\Delta P_s \leqslant \pm 0.3\%$；

(c) 马赫数不均匀度 $\Delta Ma \leqslant \pm 0.4\%$；

(d)气流角不均匀度 $\Delta\alpha \leqslant \pm 0.3°$；

(e)紊流度 $\varepsilon_T \leqslant 1\%$。

c. 涡轮导向器的流量函数试验必须在发动机性能试车前完成，以便提供发动机性能调试时所需导向器流量函数的试验数据。

d. 用于发动机性能调试的涡轮导向器一定要先进行流量函数试验后才能装机试车。为了避免由于装拆引起导向器排气面积的变化，该导向器在进行流量函数试验后不得再拆装，而要直接安装到发动机上进行性能调试。

e. 导向器的排气面积与试验测得的流量函数有一定的关系，试验前要用机械测量方法对该导向器认真进行测量，以便积累这两者之间的量化关系。

f. 对于气冷导向器，在进行流量函数试验时，必须保证在与原型导向器相同的冷气温比和冷气流量比下进行。

g. 流量函数试验采用声速文氏管为流量测量装置。试验过程中，文氏管喉部要始终处于临界状态。声速文氏管要按照 ISO－9300－90 标准规定进行设计、制造、检验和使用，并在专门的校准设备上经校准后才可使用。

h. 被试导向器与试验段的接合面必须密封，保证来流空气全部通过导向器喉部。

i. 对测量系统的要求

压力测量系统除了在试验前进行校准外，还要在试验过程中进行适时校准。温度测量系统应按有关规定进行定期校准。测量参数允许的误差如表 13－5 所示。

表 13－5 导向器流量函数试验测量系统的允许误差

测量参数	符 号	允许误差
流 量	W	±0.25%
导向器进口总温	T_{to}	±0.5～±1℃
导向器进口总压	P_{to}	±0.2%～±0.3%
流量函数	$\frac{W\sqrt{T_{to}}}{P_{to}}$	±0.35%
导向器出口静压	P_{s1}	±0.3%

13.5.3 试验件设计要点

a. 根据参数测量要求，在试验件进、出口处应设有安装座和滑板，以便安装各种探针和位移机构。

b. 试验件设计时应考虑流道接触面的密封要求，试验件装配时在这些接触面上要涂上密封胶，防止试验时气体泄漏。

13.6 涡轮转子出口段的性能试验

[illegible]转子出口段只包括与涡轮在气动和结构方面不能分开的部分，如高、低[illegible]涡轮出口整流叶栅和涡轮后机匣等

13.6.1　试验目的

涡轮转子出口段的性能试验的目的就是根据相似原理，在保证几何相似、进口马赫数相等和进口流场相似的条件下，在专门的吹风试验器上通过模拟试验，测取试验件的总压恢复系数和出口流场，验证出口段的设计效果，并为改进设计提供可靠依据。

13.6.2　试验要求

a. 试验必须严格遵循相似原理，在状态相似条件下进行，试验件与原型件保持几何相似

b. 对测量系统的要求

压力测量系统和角度测量系统除了在试验前进行校准外，还要在试验中进行适时校准。温度测量系统应按有关规定进行定期校准。测量系统的允许误差如表13-6所示。

表13-6　涡轮转子出口段性能试验测量系统的允许误差

测量参数	测量系统	允许误差
压　　力	压力测量系统	±0.3%
温　　度	温度测量系统	±0.5～±1.0℃
角　　度	角度测量系统	±0.5°

13.6.3　试验件设计要点

a. 试验件设计时，要严格遵循相似原理，保证试验件与出口段原型几何相似，包括控制工艺误差和表面粗糙度。模拟比的大小要根据气源能力来选定。

b. 试验件的进、出口尺寸要与试验器相协调，并注意接合面的密封要求。

c. 根据参数测量要求，在试验件进、出口处应设有安装座和滑板，以便安装各种探针和位移机构。

参 考 文 献

[1] Denton J D. A Time Marching Method for Two - and Three - Dimensional Blade to Blade Row. ARC R&M 3775, 1974.

[2] Sarathy K P. Computation of 3D Flow Fields Through Rotating Blade Rows and Comparison with Experiment. ASME J. of Engineering for Power. Vol.104, No.2, 1982.

[3] Ni R H, and Bogojan J. Prediction of 3D Multi - Stage Turbine Flow Field Using a Multiple Grid Euler Solver. AIAA Paper 89 - 0203.

[4] 沈孟育,周盛,林保真编．叶轮机械中的跨音速流动．北京:科学出版社,1988.2.

[5] 周新海．叶栅激波流场的数值模拟与高分辨率差分格式．工程热物理学报．Vol.10, No.3, 1989.

[6] 顾发华,刘风君,王仲奇,冯国泰．两级涡轮三维无粘定常流场的数值模拟．航空动力学报．Vol.10, No.1, 1995.

[7] Chorin A J. Numerical Solution of the Navier - Stokes Equations Mathematics of Computation. Vol.22.

[8] Moore J G. An Elliptical Procedure for 3D Viscous Flow. AGARD Ls - 140.

[9] Hah C. A Navier - Stokes Analysis of Three - Dimensional Turbulent Flows Inside Turbine Blade Rows at Design and off - Design Conditions. ASME Paper 83 - GT - 40 1983.

[10] Rhie J, and Stowers S T. Navier - Stokes Analysis for High Speed Flows Using Pressure Correction Algorithm. AIAA Paper 87 - 1980.

[11] Briley W R, and McDonald H. Solution of the Multidimensional Compressible Navier - Stokes Equations by a Generalized Implicit Method. J. of Computational physics, Vol.24, 1977.

[12] Davis R L. Ni R H, and Carter R E. Cascade Vising Navier Stokes Equation. AIAA J. of Propulsion, Vol.3, No.5, pp 406 - 414.

[13] Dawes W N. The Simulation of Three - Dimensional Viscous Flow in Turbomachinery Geometries Using a Solution Adaptive Unstructured Mesh Methodology. ASME 91 - GT - 124.

[14] Rai M M. Unsteady Three - Dimensional Simulations of Turbine Rotor - Stator Interaction. AIAA Paper 87 - 2058.

[15] Gundy - Burlet. Navier - Stokes Simulations of Multistage Turbomachinery Flows. Computing Systems in Engineering. Vol.3, Nos.1 - 4, pp.231 - 240.

[16] Gregory B. Considerations for the Aerodynamic Optimization of a Turbine. ISSNO377 - 8312 Lecture Series 1999 02.

[17] Denton J. Calculation of Three - Dimensional Viscons Flows Through Multistage Turbines. ASME Paper 90 - GT 1990.

[18] Adamcjyk J J. Model Equation for Simulating Flows in Multistage Turbomachinery. ASME Paper 85 - GT - 226 (NASA [illegible] 86869)1985.

[19] [illegible] M J, Ivanov. Solution of Navier - Stokes equations using high accuracy monotone schemes. [illegible] LS 198.

[20] [illegible] 平叶栅中三维湍流的数值计算．科学通报．Vol 35, No 1, 1990, pp 59 - 72

[21] [illegible] 蔡洪德．多平级的三维定常粘性流动计算．中国工程热物理学会热机气动热力学学 [illegible]

[22] [illegible] 分辨率 TVD 格式用于可压粘性内流的数值模拟．中国工程热物理学会 [illegible] 气动热 [illegible]

[23] [illegible] 王仲奇,冯国泰．具有 TVD 性质的二阶精度 GODVNOV 格式在 [illegible] 中的应

用.

[24] 袁宁,王松涛等.一种适用于涡轮全三维设计的气动设计体系.中国工程热物理学会热机气动热力学学术会议,编号:982013.

[25] Baldwin B.S,and Lamax H.Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulent Flows. AIAA Paper No.78 - 257,1978.

[26] Launder B E,and Sharma B L. Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to Flow near a Spinning Disc. Letters in Heat Mass Transfer, P.2,1974.

[27] Song B,and Amano R S. Numerical Calculation of Three - Dimensional Turbulent Flow in a Turbine - Stator Passage. ASME Paper No.96 - TA - 16, 1996.

[28] Amano R S,and Me,T. Calculation of A Stator - Rotor Flow - Field by Using a Second - Order Turbulence Closure. Proceedings of 9th Symposium of Turbulent Shear Flows, Vol.3, Kyoto, Japan, pp.301311 - 6, 1993.

[29] Amano R S, Rieger N F, and Hesler S. An Aerodynamic Analysis of Turbine Cascade by Using a Second - Order Closure of Turbulence. International Journal of Heat and Fluid Flow. Vol.17, No.3, pp.276 - 282, 1996.

[30] Amano R S, Rieger N F, and Hesler, S. An Aerodynamic Analysis of Turbine Cascade by Using a Second - Order Closure of Turbulence. International Journal of Heat and Fluid Flow. Vol.17, No.3, pp.276 - 282, 1996.

[31] J Luo, B Lakshminarayana. Three - Dimensional Navier - stokes Computation of Turbine Nozzle Flow with Advanced Turbulence Models. J. of Turbomachinery July 1997 Vol.119 P516 - 530.

[32] Dawes W N. A Comparison of Zero and One Equation Turbulence Modelling for Turbomachinery Calculations. ASME Paper No.90 - GT - 303.

[33] Launder B E, and Spalding D B. The Nmerical Computation of Turbulent Flows. in Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3, North - Molland Publishing Company, P.269, 1974.

[34] A A Ameri, A Arone. Transition Modeling Effects on Turbine Rotor Blade Heat Transfer Predictions. J. of Tubomachinery April 1996. Vol.118 P307 - 313.

[35] Jiasen Hu and T H Fransson. On the Application of Transition Correlations in Turbomachinery Flow Calculation. ASME 98 - GT - 460.

[36] R J Boyle, B L Lucci, V G Verhoff, W P Camperchioli and H La. Aerodynamics of a Transitioning Turbine Stator Over a Range of Reynalds Numbers. ASME 98 - GT - 285.

[37] R J Boyle and F F Simon. Mach Number Effects on Turbine Blade Transition Length Prediction. ASME 98 - GT - 367.

[38] Ron—Ho Ni. Computational Fluid Dynamics (CFD) Advanced Turbine Aero Design,来华讲学胶片 Sep.1996.

[39] 文集编委会编.高效节能发动机文集第五分册.北京:航空工业出版社,1991.

[40] A P Weiss, L Fottner. The Influence of Load Distribution on Secondary Flow in Straight Turbine Cascades. ASME J. of Turbomachinery January 1995 Vol.117.

[41] 石靖,韩鉴元等.高负荷跨音速涡轮叶栅主要参数的选择及叶背型线的设计.高负荷跨音速涡轮叶栅论文集.1998.5.

[42] C Graham, F H kost. Shock Boundary Layer Interaction on High Turning Transonic Turbine Cascades ASME 79—GT—37.

[43] K F Qiang, N X Chen. New Correlations of the Two —Dimensionl Turbine Cscade Aerodynamic Performamce ASME. J. of Engineering for Power April 1982 Vol.104.

[44] K W Todd. Flow Characteristics in Steam Turbines. Prace Instytutu Maszyn Przeply—wowych, Zeszyt, 14—16, 1963.

[45] J E Hartsel. Prediction of Effects of Mass—Transfer Cooling on the Blade—Row Efficiency of Turbine Airfoils AIAA 72—11.

[46] Б M.阿洛诺夫等著.吉桂明译.航空燃气涡轮叶片的造型.北京:国防工业出版社,1980.

[47] D G. Ainley and G C R. Mathieson. An Examination of the Flow and Pressure Loss in Blade Rows of Axial—Flow

Turbines ARC. R&M No.2927, 1951.

[48] DG. Ainleg and GCR Mathieson. A Method of Performance Estimafion for Axial - Flow Turbines ARE, R&M No. 2974,1957.

[49] J.Danham & P M.Came Improvement to Ainleg - Mathieson Method of Turbine performance predication. ASME Vol.92 No.3 "A" 1970.7.

[50] L J. Williams. 航空燃气轮机涡轮的气动设计,高负荷跨音速涡轮气动设计计算试验研究(上集). 重庆:科学技术文献出版社重庆分社,1980.

[51] O Zweifel. The Spacing of Turbo—Machine Bladeing Especially With Large Angular Deflection. Brown Boveri Review 1945 Vol. 32. No.12.

[52] Б М Аронов 等. 叶栅造型参数的计算高负荷跨音速涡轮气动设计与试验研究(下集). 重庆:科技文献出版社重庆分社,1980.

[53] 国营红旗机械厂. TRR14000 斯贝 MK202 涡轮气动力设计,斯贝 MK202 发动机设计、试验资料选编. 第一分册,1982.9.

[54] Wu Chang—Hua. A General Theory of Three—Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial and Mixed—Flow Types. NACA, TN 2604 1952.

[55] 王仲奇编. 透平机械三元流动计算及其数学和气动力学基础. 北京:机械工业出版社,1983.

[56] 周盛编. 叶轮机中跨音速非定常及定常流动的位函数描述. 叶轮机械中的跨音速流动. 北京:科学出版社,1988.

[57] 中国科学院计算所三室. 用流线迭代法求解叶轮机械的气动问题,叶轮机械气动热力计算、设计与试验经验交流会文集,1991.1.

[58] 陈静宜、刘殿魁. 叶轮机械任意曲线运动方程的通用形式及其应用. 同上文集.

[59] Katsanis T. Use of Arbitrary Quasi—Orthogonals for Calculating Flow Distribution on a Blade to Blade Surface in a Turbomachine. NASA TND—2809, 1965.

[60] Patankar S V, and Spalding D B. A Calulation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three—Dimensionsl Parabolic Flows. Intern. J. Heat and Mass Transfer Vol.15, 1787~1806,1972.

[61] ISSA R I. Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator—Spitting. J. of Computational Physics. Vol.62 40~65,1985.

[62] Moore J, and Moore J G. Shock Capturing and Loss Prediction for Transonic Turbine Blade, Int. Symp. Air Breathing Engines, Athens, Greece.

[63] Rhie J, and Stowers S T. Navier—Stokes Analysis for High Speed Flows Using Pressure Correction Algorithm, AIAA 87~1980.

[64] Bansod P, and Rhie, C M. Computation of Flow Through a Centrifugal Impeller with Tip Leakage AIAA,90—2021.

[65] Chan D C, and Sheedy K P. Turbulent Flow Modelling of a Three—Dimensional Turbine AIAA 90—2124.

[66] Shi Jing. Prediction of Transonic Flow Fields in Turbine Cascades Using Averaged Navier—Stokes Equations. 4th NAL—CAE Workshop Advanced Gas Turbine Technologies (Turbomachinery) June 1997,Bangalore. India.

[67] 周新海,朱方元,刘松龄,范非达. 跨声速流场计算的时间分裂有限体积法. 空气动力学报. 1981.8 第3期.

[68] Chima R V. Inviscid and Viscous Flows in Cascades with and Explicit Multi—Grid. Scheme AIAA Journal Vol. 23, No.10. 1556~1563.

[69] LeMeur A. Three—Dimensional Unsteady Flow Computation in a Trasonic Axial Turbine Stage ONERA (France) TP No. 1988—2.

[70] Denton J D. An Improved Time—Marching Method for Turbomachinery Flow Calculation ASME.82—GT—239.

[71] Ni R H, and Sharma O. Using 3D Euler Simulations to Assess Effects of Periodic Unsteady Flow Through Turbines. AIAA 90—2357.

[72] Jameson A, Schmidt W, and Turkel E. Numerical Solutions of the Euler Equations by Finite Volume Methods Using Runge—Kutta Time Stepping Schemes. AIAA 81—1259.

[73] Hall E J, Delaney R A, and J L Better. Investigation of Advanced Counter Rotation Blade Configuration Concepts for High Speed Turbo Systems, Part Ⅱ: Unsteady Ducted Prop Fan Analysis NASA CR 187106.

[74] 黄伟光,刘建军．两种 TVD 格式在跨音速透平叶栅流场计算中的应用．中国工程物理学会热机气动热力学会议．1994．宁波．

[75] Mcdonald P W. The Computation of Transosic Flow Through Two—Dimensional Gas Turbine Cascades. ASME, 71—GT—89.

[76] Lakshminarayana B. An Assessment of Computational Fluid Dynamic Techniques in the Analysis and Design of Turbomachinery—The 1990 Freeman Scholar Lecture, ASME, J Of Fluid Engineering. Vol. 113. 315~352, 1991.

[77] 徐力平．计算流体动力学在发动机内流中的应用．北京航空航天大学．

[78] 张耀科,沈孟育,龚增锦．平面叶栅跨音速绕流的数值计算试验．高负荷跨音速涡轮叶栅论文集,1984.5.

[79] Giles M B. Non-Reflecting Boundary Conditions for Euler Equation Calculations. AIAA Journal 28(12) PP. 2050-2058.

[80] Giles M B. UNSFLO: A Numerical Methods for The Calculation of Unsteady Flow in Turbomachinery, Gas Turbine Lab., Massachusetts Inst Of Technology Cambridge. MA, GTL Report 205 May 1991.

[81] 张丰泉,周倩,陈乃兴．无反射边界条件下有限体积时间相关法求解二维跨音速叶栅流场．中国工程热物理学会热机气动热力学学术会议．1994.

[82] Sorenson R L. A Computer Program to Generate Two—Dimensional Grids About Airfoils and Other Shapes by the Use of Poisson's Equations. NASA, TM 81198(1980).

[83] 王平治,张耀科,敖超．平面区域网格生成软件技术报告．中国科学院计算数学与科学工程计算研究所．1996.6.

[84] 刘建军,蒋洪德．叶栅 S_1 流面多重网格欧拉解通用计算程序．中国科学院工程热物理所．1992.1.

[85] M E Crawford, W M Kays. STAN5—A Program for Numerical Computation of Two—Dimensional Internal and External Boundary Layer Flows. NASA, CR—2742 Dec. 1976.

[86] 刘松龄,朱惠人．冷气对涡轮叶栅气动性能影响计算程序研制报告．西北工业大学七系．1996.3.

[87] 倪志军,刘松龄．涡轮叶片型面外换热系数的数值计算．606 所"航空发动机"1997 第 2 期．

[88] 蔡毅,邓化愚,刘松龄．涡轮叶片外换热系数计算方法和比较．燃气涡轮试验与研究．624 所,1995.第 1 期．

[89] 蒋滋康,蒋式琰．跨音速涡轮性能的计算方法．高负荷跨音速涡轮叶栅论文集．1984.5.

[90] Lieblein S, and Roude buch W H. Theoretical Loss Relations for Low—Speed Two—Dimensional Cascade Flow. NACA, TN—3662 1956.

[91] Louis J Goldman and Raymond E Gauglar. Prediction Method for Two—Dimensional Aerodynamic Losses Of Cooled Vanes Using Integral Boundary—Layer Parameters. NASA, TP 1623, 1980.

[92] Shapiro A. The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow: Volume Ⅰ. Ronald Press, New York, 1953, 219~231.

[93] Stewart Warner L. Analysis of Two—Dimensional Compressible Flow Loss Characteristics Downsteam Of Turbomachine Blade Rows in Terms of Basic Boundary Layer Characteristics. NACA, TN—3515, 1955.

[94] Lakshminarayana B. Turbulence Modelling for Complex Flows. AIAA Journal. Vol. 24, No. 12, 1900~1917.

[95] J Luo, and B Lakshminarayana. Three—Dimensional Navier—Stokes Computation of Turbine Nozzle Flow with Advanced Turbulence Models. ASME, Journal of Turbomachinery Vol. 119 July 1997.

[96] Shi Jing, at. al. An Investigation of a Highly Loaded Transonic Turbine Stage with Compound Leaned Vanes. ASME Journal of Engineering For Gas Turbine and Power Vol. 108, April 1986

[97] M A Zaccaria, B Lakshminarayana. Unsteady Flow Field Due to Nozzle Wake Interaction with the Rotor in an Axial Flow Turbine, Part Ⅰ Rotor Passage Flow Field Part Ⅱ Rotor Exit Flow Field ASME Journal of Turbomachin-

ery Vol.119, April, 1997.
[98] M G Turner. Multistage Turbine Simulations with Vortex—Blade Interaction. ASME Journal of Turbomachinery Vol.118, October, 1996.
[99] A P Saxer and H M Felici. Numerical Analysis of Three—Dimensional Unsteady Hot Streak Migration and Shock Interaction in a Turbine Stage. ASME Journal of Turbomachinery Vol.118 April, 1996.
[100] S Fan and B Lakshminarayana. Time—Accurate Euler Si mulation of Interaction of Nozzle Wake and Secondary Flow with Rotor Blade in an Axial Turbine Stage Using Nonreflecting Boundary Conditions. ASME Journal of Turbomachinery, Vol.118, October1996.
[101] 刘高朕、王甲升编．叶轮机械气动力学基础．北京：机械工业出版社，1980.
[102] S F Smith. A Simple Correlation of Turbine Efficiency. JRAS Vol 69 No.654 June 1965.
[103] L J Williams. 航空燃气轮机发动机涡轮气动设计．高负荷跨音速涡轮气动设计计算与试验研究译文集（上集），科技文献出版社重庆分社，1977.
[104] 陈兴国．关于涡轮级一元流动的最佳设计问题．舰船透平锅炉，1974.
[105] 张国芳．关于涡轮级一元流动的最佳设计问题．舰船透平锅炉，1976.
[106] 万耀青，梁庆荣等编．最优化计算方法常用程序汇编．北京：工人出版社，1983.
[107] 席少霖，赵风治编．最优化计算方法．上海科技出版社，1983.
[108] 黄忠湖，王月奇．涡轮级参数的优化计算．航空发动机，第1期，1984年.
[109] C З. 柯别列夫，H Д. 吉洪诺夫著．航空发动机涡轮计算．施永立译．北京：国防工业出版社，1978.
[110] 方昌德主编．世界航空发动机手册．北京：航空工业出版社，1996.
[111] 中国航空工业总公司发动机系统工程局．航空涡喷、涡扇发动机结构设计准则（研究报告）．1997.
[112] F H Mahler. Advanced Seal Technology. AD－739922.
[113] 国营420厂设计所．涡喷13发动机结构分析和使用维护说明．
[114] 叶万水主编．封严技术与应用．1990.12.
[115] 黄忠湖等．大折转角跨音速涡轮动叶叶根叶栅的设计与试验研究．航空发动机，No.19.
[116] 周世英等．高负荷跨音速涡轮导向器环形叶栅试验研究．航空动力学报，1989，Vol.4 No.4.
[117] 黄忠湖等．叶尖间隙对跨音速涡轮性能影响的试验研究．航空动力学报，1989，Vol.4 No.4